BEST AVAILABLE COPY

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-266943
(43)Date of publication of application : 18.09.2002

---

(51)Int.Cl. F16F 15/139
F16D 13/64

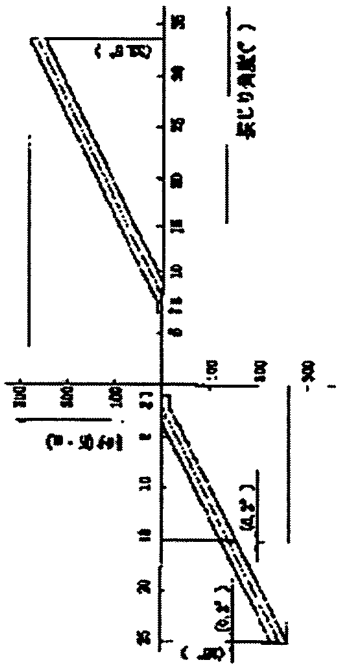
---

(21)Application number : 2001-067421
(22)Date of filing : 09.03.2001
(71)Applicant : EXEDY CORP
(72)Inventor : HASHIMOTO YASUYUKI

---

(54) DAMPER MECHANISM

(57)Abstract:



PROBLEM TO BE SOLVED: To enhance a sound/vibration performance of a damper mechanism having a low hysteresis torque generation gap against a fine twisting vibration.

SOLUTION: A clutch disc assembly is provided with an input rotation body 2; a spline hub 3; a damper part 4; a large friction mechanism 13; and a friction inhibition mechanism. The damper part 4 has a second spring 8 for connecting the input rotation body 2 and the spline hub 3 in a rotation direction and the input rotation body 2 has a twisting characteristic including a positive side twisted to a rotation direction driving side against the spline hub 3 and a negative side twisted to an opposite side to the rotation direction driving side. The large friction mechanism 13 can generate a friction when the input rotation body 2 and the spline hub 3 are relatively rotated and a resilient force of the second spring 8 is applied thereto. The friction inhibition mechanism ensures a gap θACn in the rotation direction for not applying the resilient force of the second spring 8 to the friction mechanism within a predetermined angle at only one side of the positive side and the negative side of the twisting characteristic.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 06.09.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]
[Claim 1] input body of revolution, said input body of revolution, and relativity -- with the output body of revolution arranged pivotable It has the spring member which connects said input body of revolution and said output body of revolution with a hand of cut. The damper section which has the torsion property that said input body of revolution contains a hand-of-cut driving side and the negative side twisted to the opposite hand to said output body of revolution the forward side to which said input body of revolution was twisted to the hand-of-cut driving side to said output body of revolution, When said input body of revolution and said output body of revolution carry out a relative revolution and the elastic force of said spring member acts, the friction device in which friction can be generated, The damper device equipped with the friction inhibition mechanism which has secured the hand-of-cut clearance for not making elastic force of said spring member act on said friction device in predetermined include-angle within the limits only by one side of a negative side the forward side of said torsion property.
[Claim 2] Said friction inhibition mechanism is a damper device according to claim 1 in which said hand-of-cut clearance is secured only by the negative side of said torsion property.
[Claim 3] input body of revolution, said input body of revolution, and relativity -- with the output body of revolution arranged pivotable It has a spring member for connecting said input body of revolution and said output body of revolution with a hand of cut. In a torsion property, said spring member is compressed with the 1st step, and it has the 2nd step where rigidity is higher than said 1st step. The damper device in which the forward side to which said input body of revolution was twisted to the hand-of-cut driving side to said output body of revolution, and said input body of revolution exist in the negative side to which said 2nd step was twisted to the hand-of-cut driving side and the opposite hand to said output body of revolution, respectively, When said input body of revolution and said output body of revolution carry out a relative revolution in said 2nd step and the elastic force of said spring member acts, the friction device in which friction can be generated, The damper device equipped with the friction inhibition mechanism which has secured the hand-of-cut clearance for not making elastic force of said spring member act on said friction device in predetermined include-angle within the limits only by one side of the 2nd step of negative side with the 2nd step the forward side of said torsion property.
[Claim 4] Said friction inhibition mechanism is a damper device according to claim 3 in which said hand-of-cut clearance is secured by the 2nd step of negative side of said torsion property.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]
[0001]
[Field of the Invention] This invention relates to the damper device for decreasing the damper device and torsion oscillation especially in a power transfer system.
[0002]
[Description of the Prior Art] The clutch-disc assembly used for a vehicle has to the flywheel the clutch function connected and cut and the damper function for absorbing and decreasing the torsion oscillation from a flywheel. Generally there are an allophone (acceleration / slowdown RATORU, sound) and tip in tip out (subsonic vibration) in an oscillation of a car at the time of an allophone (GARA sound) and transit at the time of an idle. It is a function as a damper of a clutch-disc assembly to remove these allophones and oscillations.
[0003] At the time of an idle, an allophone is "it is almost empty" and audible sound which are generated from transmission, when a shift is neutrally put in by the waiting for a signal etc. and clutch pedal is released. The cause which this allophone produces is in an engine torque being low and the torque fluctuation at the time of engine explosion being large near an engine idling revolution. At this time, the input gear and counter gear of transmission have caused the ****** phenomenon.
[0004] It is a big deflection before and behind the car body produced when an accelerator pedal is suddenly estimated tip in tip out (subsonic vibration) or it releases. If the rigidity of an actuation transfer system is low, the torque which the torque transmitted to the tire was delivered to reverse at the tire will occur from a tire side to torque at reverse, excessive torque will occur into a tire as propagation and its **** return, and, as a result, it will become ****** surging greatly forward and backward transitionally about a car body.
[0005] To an allophone, near zero torque poses a problem in the torsion property of a clutch-disc assembly at the time of an idling, and the lower one of the torsal rigidity of a there is good. It is required to, make the torsion property of a clutch-disc assembly as solid as possible to surging of tip in tip out on the other hand.
[0006] In order to solve the above problem, the clutch-disc assembly which realized the two-step property is offered by using two kinds of spring members. There, since the torsal rigidity and hysteresis torque in the 1st (low torsion include-angle field) step in a torsion property are suppressed low, there is the allophone prevention effectiveness at the time of an idling. Moreover, in the 2nd (high torsion include-angle field) step in a torsion property, since torsal rigidity and hysteresis torque are set up highly, surging of tip in tip out can fully be decreased.
[0007] Furthermore, when the minute torsion oscillation which originates in engine combustion fluctuation in the 2nd step of torsion property is inputted, the damper device which absorbs a minute torsion oscillation effectively is also known for not operating the 2nd step of large friction device.
[0008]
[Problem(s) to be Solved by the Invention] When the minute oscillation which originates in engine combustion fluctuation in the 2nd step of torsion property is inputted, in order not to operate the 2nd step of large friction device The include angle of this hand-of-cut clearance where the

hand-of-cut clearance between predetermined include angles needs to be secured between the high rigidity spring member and the large friction device where a high rigidity spring member is compressed For example, it is 0.2 degrees - about 1.0 degrees in minute include angle, and an input plate (input body of revolution) exists in the 2nd step of negative sides [both] twisted to the opposite hand (negative side) with the 2nd step the forward side twisted to the hand-of-cut driving side (forward side) to spline hub (output body of revolution) output side body of revolution.

[0009] Since structure which constitutes a hand-of-cut clearance is realized by the device same at the 2nd step of negative side with the 2nd step the forward side, this hand-of-cut clearance twists, it surely generates in both negative sides a property forward side, and, moreover, the magnitude of that include angle is especially conventionally the same.

[0010] However, it may be desirable to twist the magnitude of a hand-of-cut clearance and to make it differ on positive/negative both sides of a property according to the property of a car, and further, at one side of positive/negative, also when it is desirable not to prepare said hand-of-cut clearance, it thinks.

[0011] In order to reduce the peak of an oscillation in a resonance rotational frequency at the time of a slowdown, specifically, said hand-of-cut clearance is required for the negative side of a torsion property. However, by FF vehicle, if the resonance peak remained in the practical use revolution region in many cases and said hand-of-cut clearance is secured to the forward side of a torsion property, a sound and the oscillating engine performance will get worse near a resonance rotational frequency.

[0012] The technical problem of this invention is to raise the sound and oscillating engine performance of the damper device in which it has a low hysteresis torque generating clearance to a minute torsion oscillation.

[0013]

[Means for Solving the Problem] The damper device according to claim 1 is equipped with input body of revolution, output body of revolution, the damper section, the friction device, and the friction inhibition mechanism. output body of revolution -- input body of revolution and relativity -- it is arranged pivotable. The damper section has the spring member which connects input body of revolution and output body of revolution with a hand of cut, and has the torsion property that input body of revolution contains a hand-of-cut driving side and the negative side twisted to the opposite hand to output body of revolution, the forward side to which input body of revolution was twisted to the hand-of-cut driving side to output body of revolution. A friction device can generate friction, if input body of revolution and output body of revolution carry out a relative revolution and the elastic force of a spring member acts. The friction inhibition mechanism has secured the hand-of-cut clearance for not making elastic force of a spring member act on a friction device in predetermined include-angle within the limits only by one side of a negative side the forward side of a torsion property.

[0014] Since the friction inhibition mechanism of this damper device has secured the hand-of-cut clearance for not operating a friction device only to one side of the positive/negative of a torsion property, it can raise a sound and the oscillating engine performance by both acceleration and a slowdown by twisting a hand-of-cut clearance and preparing in the forward side of a property, or either of the negative sides according to the property of a car.

[0015] By the damper device according to claim 2, the friction inhibition mechanism has secured the hand-of-cut clearance only to the negative side of a torsion property in claim 1. By this damper device, the hand-of-cut clearance for not operating a friction device is established only in the negative side of a torsion property. If this damper device is adopted as FF vehicle by which it follows, for example, a resonance peak remains in a practical use revolution region, the sound and oscillating engine performance near the resonance rotational frequency by the side of forward cannot get worse easily. Consequently, the sound and oscillating engine performance of acceleration and deceleration of a car improve.

[0016] The friction inhibition mechanism according to claim 3 is equipped with input body of revolution, output body of revolution, the damper section, the friction device, and the friction inhibition mechanism. output body of revolution -- input body of revolution and relativity -- it is arranged pivotable. The damper section has a spring member for connecting input body of revolution and output body of revolution with a hand of cut, and in the torsion property, a spring member is compressed with the 1st step and it has the 2nd step where rigidity is higher than the 1st step. As for the 2nd step, input body of revolution exists in a hand-of-cut driving side and the negative side twisted to the opposite hand to output body of revolution, respectively the forward side to which input body of revolution was twisted to the hand-of-cut driving side to output body of revolution. A friction device can generate friction, if input body of revolution and output body of revolution carry out a relative revolution in the 2nd step and the elastic force of a spring member acts. The friction inhibition mechanism has secured the hand-of-cut clearance for not making elastic force of a spring member act on a friction device in predetermined include-angle within the limits only by one side of the 2nd step of negative side with the 2nd step the forward side of a torsion property.

[0017] Since the friction inhibition mechanism of this damper device has secured the hand-of-cut clearance for not operating a friction device only to one side of the 2nd step of positive/negative of a torsion property, it can raise a sound and the oscillating engine performance by both acceleration and a slowdown by twisting a hand-of-cut clearance and preparing in the 2nd step or either of the 2nd step of negative sides the forward side of a property according to the property of a car.

[0018] By the damper device according to claim 4, the friction inhibition mechanism has secured the hand-of-cut clearance to the 2nd step of negative side of a torsion property in claim 3. By this damper device, the hand-of-cut clearance for not operating a friction device is established in the 2nd step of negative side of a torsion property. If this damper device is adopted as FF vehicle by which it follows, for example, a resonance peak remains in a practical use revolution region, the sound and oscillating engine performance near the resonance rotational frequency by the side of forward cannot get worse easily. Consequently, the sound and oscillating engine performance of acceleration and deceleration of a car improve.

[0019]

[Embodiment of the Invention] The sectional view of the clutch-disc assembly 1 of 1 operation gestalt of this invention is shown in drawing 1 , and the top view is shown in drawing 2 . The clutch-disc assembly 1 is a transmission used for the clutch equipment of a vehicle, and has the clutch function and the damper function. A clutch function is a function which carries out transfer and cutoff of torque by connecting and deserting a flywheel (not shown). An absorber function is a function which absorbs and decreases the torque fluctuation inputted by the spring etc. from a flywheel side.

[0020] O-O is in drawing 1 , the revolving shaft, i.e., the revolution center line, of the clutch-disc assembly 1. Moreover, an engine and a flywheel (not shown) are arranged on the left-hand side of drawing 1 , and transmission (not shown) is arranged on the right-hand side of drawing 1 . Furthermore, R1 side of drawing 2 is a hand-of-cut driving side (forward side) of the clutch-disc assembly 1, and is the opposite hand (negative side) from R2 side. In addition, it is used in order that the numeric value of the concrete include angle shown below may make easy a relative-related understanding of each include angle, and this invention is not limited to these numeric values.

[0021] The clutch-disc assembly 1 mainly consists of the damper sections 4 arranged between the input body of revolution 2 (a clutch plate 21, the RITININGU plate 22, and clutch disc 23), the spline hub 3 as output body of revolution, and the input body of revolution 2 and the spline hub 3. The absorber section 4 is the 1st spring 7, The 2nd spring 8, the large friction device 13, etc. are included.

[0022] The input body of revolution 2 is a member into which the torque from a flywheel (not shown) is inputted. The input body of revolution 2 mainly consists of a clutch plate 21, a RITININGU plate 22, and a clutch disc 23. A clutch plate 21 and the RITININGU plate 22 are the disc-like and annular members of both the products made from a sheet metal, vacate predetermined spacing for shaft orientations, and are arranged. A clutch plate 21 is arranged at an engine side, and the RITININGU plate 22 is arranged at the transmission side. The tabular connection section 31 mentioned later is fixed mutually, and a clutch plate 21 and the

RITININGU plate 22 really rotate while spacing of shaft orientations sets and is carried out as a result.

[0023] A clutch disc 23 is a part forced on the flywheel which is not illustrated. The clutch disc 23 mainly consists of a cushioning plate 24 and 1st and 2nd friction facing 25. The cushioning plate 24 consists of annular section 24a, two or more cushioning section 24b which is prepared in the periphery side of annular section 24a, and is located in a line with a hand of cut, and two or more connection section 24c prolonged in the radial inside from annular section 24a. Connection section 24c is formed in four places, and each is being fixed to the clutch plate 21 with the rivet 27 (after-mentioned). The friction facing 25 is being fixed to both sides of each cushioning section 24b of the cushioning plate 24 with the rivet 26.

[0024] Four window holes 35 are formed in the hand of cut at equal intervals at the periphery section of a clutch plate 21 and the RITININGU plate 22, respectively. It cuts, respectively and the lifting sections 35a and 35b are formed in each window hole 35 at the inner circumference and periphery side. It is this thing to cut and for lifting section 35a and 35b regulate migration to radial [of the 2nd spring 8 / the below-mentioned shaft orientations and radial / below-mentioned]. Moreover, the contact side 36 which contacts or approaches a window hole 35 at the edge of the 2nd spring 8 is formed in circumferencial direction ends.

[0025] The feed hole 37 (inner circumference edge) is formed in the clutch plate 21 and the RITININGU plate 22, respectively. In this feed hole 37, the spline hub 3 as output body of revolution is arranged. The spline hub 3 consists of a tubed boss 52 prolonged in shaft orientations, and a flange 54 radially prolonged from a boss 52. The spline hole 53 which engages with the shaft which is prolonged from a transmission side, and which is not illustrated is formed in a boss's 52 inner circumference section. The notch 56 grade for holding two or more periphery gear tooth 55 and 1st below-mentioned spring 7 which were located in a line with the hand of cut is formed in the flange 54. The notch 56 is formed in two places which counter radially.

[0026] A hub flange 6 is the periphery side of the spline hub 3, and is a disc-like member arranged between a clutch plate 21 and the RITININGU plate 22. A hub flange 6 is elastically connected with the spline hub 3 and a hand of cut through the 1st spring 7, and is further connected with the input body of revolution 2 elastically through the 2nd spring 8. As shown in a detail drawing 7 -9, two or more inner circumference gear teeth 59 are formed in the inner circumference edge of a hub flange 6.

[0027] The inner circumference gear tooth 59 is arranged between the above-mentioned periphery gear teeth 55, opens a predetermined clearance in a hand of cut, and is arranged. The periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59 can contact a hand of cut mutually. That is, the 1st stopper 9 for regulating the torsion include angle of the spline hub 3 and a hub flange 6 with the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59 is formed. Although a predetermined include angle permits the relative revolution of both members, if a stopper here becomes a predetermined include angle, he will mean the structure of contacting mutually and forbidding the relative revolution beyond it. Between the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59 of the circumferencial direction both sides, theta 1 is secured whenever [1st draft angle], respectively. It sees from the periphery gear tooth 55, and theta1p is specifically 8 degrees whenever [between the inner circumference gear teeth 59 by the side of R2 / 1st draft angle], it sees from the periphery gear tooth 55, and theta1n is 2 degrees whenever [between the inner circumference gear teeth 59 by the side of R1 / 1st draft angle]. Thus, the magnitude of an include angle differs theta1p and theta1n whenever [1st draft angle], and theta1p is larger than theta1n.

[0028] Furthermore, the notch 67 is formed in the inner circumference edge of a hub flange 6 corresponding to the notch 56 of a flange 54. In [each] a notch 56 and 67, 1st one spring [a total of two] 7 is arranged, respectively. The 1st spring 7 is the coil spring of low rigidity, and the 1st two spring 7 acts on juxtaposition. The 1st spring 7 is engaging with a notch 56 and the circumferencial direction ends of 67 through spring-seat 7a in circumferencial direction ends. In case the spline hub 3 and a hub flange 6 carry out a relative revolution, the 1st spring 7 is compressed into a hand of cut within the limits of theta 1 whenever [1st draft angle] by the above structure.

[0029] Four window holes 41 are formed in the hand of cut at equal intervals at the hub flange 6. A window hole 41 is a configuration prolonged for a long time in a hand of cut. As shown in drawing 5 and drawing 6 , the edge of a window hole 41 consists of the contact section 44 of circumferencial direction both sides, the periphery section 45 by the side of a periphery, and the inner circumference section 46 by the side of inner circumference. The periphery section 45 is formed continuously and has closed the periphery side of a window hole 41. In addition, the periphery side of a window hole 41 may be the configuration which the part opened to the method of the outside of radial. In the hub flange 6, the notch 42 is formed between the circumferencial directions of each window hole 41. A notch 42 has the shape of a sector to which circumferencial direction die length becomes long toward the radial inside to an outside, and the edge surface 43 is formed in circumferencial direction both sides.

[0030] The projection 49 is formed in the radial outside of a part in which each window hole 41 was formed. That is, projection 49 is a projection configuration further prolonged on the radial outside from the periphery edge 48 of a hub flange 6. The projection 49 is prolonged for a long time in the hand of cut, and the stopper side 50 is formed.

[0031] The 2nd spring 8 is, the elastic member, i.e., the spring, used for the absorber device of the clutch-disc assembly 1. Each 2nd spring 8 consists of one pair of coil springs arranged at this alignment. Each 2nd spring 8 is large-sized compared with each 1st spring 7, and its load rate is large. The 2nd spring 8 is held in each window hole 41 and 35. The 2nd spring 8 is prolonged for a long time in the hand of cut, and is arranged over the window hole 41 whole. The circumferencial direction ends of the 2nd spring 8 contact or are close to the contact section 44 and the contact side 36 of a window hole 41. A plate 21 and the torque of 22 may be transmitted to a hub flange 6 through the 2nd spring 8. If a plate 21, and 22 and a hub flange 6 carry out a relative revolution, the 2nd spring 8 will be compressed among both. Specifically, the 2nd spring 8 is compressed by the hand of cut between the contact side 36 and the contact section 44 of the circumferencial direction opposite hand. The 2nd four spring 8 is acting on juxtaposition at this time.

[0032] In the periphery edge of the RITININGU plate 22, the tabular connection section 31 is formed in the hand of cut at equal intervals at four places. The tabular connection section 31 connects a clutch plate 21 and the RITININGU plate 22 of each other, and it constitutes some stoppers of the clutch-disc assembly 1 so that it may mention later further. The tabular connection section 31 is the plate-like part material formed in one from the RITININGU plate 22, and has predetermined width of face in the hand of cut. The tabular connection section 31 is arranged corresponding to between [42] the circumferencial directions of each window hole 41 (i.e., a notch). The tabular connection section 31 consists of the stopper section 32 prolonged in shaft orientations from the periphery edge of the RITININGU plate 22, and a fixed part 33 prolonged in the radial inside from the edge of the stopper section 32. The stopper section 32 is prolonged in the clutch-plate 21 side from the periphery edge of the RITININGU plate 22. The fixed part 33 is bent by the radial inside from the edge of the stopper section 32. The stopper section 32 has the stopper side 51 on circumferencial direction both sides. The radial location of a fixed part 33 supports a part for the periphery flank of a window hole 41, and a circumferencial direction location is between the window holes 41 contiguous to a hand of cut. Consequently, the fixed part 33 is arranged corresponding to the notch 42 of a hub flange 6. When it is formed more greatly than a fixed part 33 and the RITININGU plate 22 is moved to shaft orientations to a clutch plate 21 at the time of assembly for this reason, the fixed part 33 of a notch 42 is movable through a notch 42. The fixed part 33 has contacted from the transmission side in parallel with connection section 24c of the cushioning plate 24. hole 33a forms in a fixed part 33 -- having -- **** -- a hole -- the above-mentioned rivet 27 is inserted into 33a. The rivet 27 has connected the fixed part 33, the clutch plate 21, and the cushioning plate 24 with one. Furthermore, the hole 34 for caulkings is formed in the location corresponding to a fixed part 33 in the RITININGU plate 22.

[0033] Next, the 2nd stopper 10 which consists of the stopper section 32 of the tabular connection section 31 and projection 49 is explained. The 2nd stopper 10 is a device for regulating the relative revolution of both members, when the relative revolution of both members is permitted and twisted in the field to theta 4 whenever [draft angle] between a hub flange 6 and the input body of revolution 2 and an include angle is set to theta 4. In addition, the 2nd spring 8 is compressed between a hub flange 6 and the input body of revolution 2 among theta 4 whenever [this draft angle]. theta4p is 26 degrees whenever [4th draft angle / which sees from projection 49 and is specifically between the stopper sections 32 by the side of R2], and theta4n is 23.5 degrees whenever [4th draft angle / which sees from projection 49 and is between R1 side stopper sections 32]. Thus, theta4p differs in theta4n and magnitude, and theta4p is larger than theta4n. In order to realize theta4p and the theta4n relation which were described above, between the circumferencial directions of the stopper section 32, projection 49 shifts from a center position to a circumferencial direction, and is arranged.

[0034] Friction plates 11 are one pair of plate members arranged at the periphery side of the spline hub 3 between a clutch plate 21 and a hub flange 6 and between a hub flange 6 and the RITININGU plate 22. A friction plate 11 is a disc-like and annular plate member, and constitutes a part of damper section 4 between the input body of revolution 2 and the spline hub 3. Two or more inner circumference gear teeth 66 are formed in the inner circumference edge of a friction plate 11. The inner circumference gear tooth 66 is arranged so that it may lap with the inner circumference gear tooth 59 and shaft orientations of a hub flange 6. Circumferencial direction width of face is [as shown in a detail drawing 5 -7 / the inner circumference gear tooth 59] wide, ends are **** at the circumferencial direction both sides, and the inner circumference gear tooth 66 is ******. The inner circumference gear tooth 66 opens a predetermined clearance in the periphery gear tooth 55 and hand of cut of the spline hub 3, and is arranged. namely, within the limits of this clearance -- the spline hub 3 and a friction plate 11 -- relativity -- it is pivotable. By the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 59, the 3rd stopper 12 which regulates whenever [angular strain / of the spline hub 3 and a friction plate 11] is formed. The 3rd stopper 12 has secured the clearance between theta 2 whenever [2nd draft angle] between the periphery gear tooth 55 and the inner circumference gear tooth 66, as shown in drawing 7 R> 7. theta2p is 7.5 degrees whenever [2nd draft angle / which sees from the periphery gear tooth 55 and is specifically between the inner circumference gear teeth 66 by the side of R2], and theta2n is 1.5 degrees whenever [2nd draft angle / which sees from the periphery gear tooth 55 and is between the inner circumference gear teeth 66 by the side of R1]. Thus, theta2n differs from magnitude and theta2p is large. theta2p is [whenever / 2nd draft angle / whenever / 1st draft angle] smaller than theta1p, and theta2n is [whenever / 2nd draft angle / whenever / 1st draft angle] smaller than theta1n.

[0035] Two or more lobes 61 prolonged on the radial outside are formed in the friction plate 11 arranged among one pair of friction plates 11 at the RITININGU plate 22 side. Each lobe 61 is arranged between the window holes 41 of a hub flange 6. Alignment notch 61a of a semicircle configuration is formed at the head of a window hole 41. This notch 61a supports the hole for alignment formed in the notch 98 and plates 21 and 22 for the alignment formed in the hub flange 6.

[0036] As for one pair of friction-plate 11 comrades, positioning of relative revolution impossible and shaft orientations is carried out by two or more pins 62. The pin 62 consists of a drum section and a head which extends on shaft-orientations both sides from a drum section. One pair of friction-plate 11 comrades receiving mutually by contacting the drum section end face of a pin 62 from shaft orientations, and approaching shaft orientations is restricted. the hole with which the head of a friction plate 11 was formed in the friction plate 11 -- it was inserted inside and the friction plate 11 is inserted between oneself and a drum section. Between each friction plate 11 and a hub flange 6, the spacer 63 is arranged, respectively. A spacer 63 is an annular plate member arranged, respectively between the inner circumference section of each friction plate 11, and the inner circumference side annular part of a hub flange 6. The hole with which the drum section of a pin 62 is inserted is formed in the spacer 63, and a spacer 63 a friction plate 11 and really rotates by engagement of a pin 62 and a hole. Coating for reducing coefficient of friction is performed to the field of the side which counters and contacts a hub flange 6 in a spacer 63. Two or more holes 69 which a pin 62 penetrates are formed in the hub flange 6. As for a pin 62, only a predetermined include angle can be displaced relatively on circumferencial direction both sides to a hole 69. That is, the clearance between theta 3 is secured whenever [3rd draft angle] between the circumferencial directions of the drum section of a pin 62, and the circumferencial direction both-sides end face of a hole 69. Thereby, the 4th stopper 14 is formed. It sees from the pin 62 by which it sees from a pin 62 and theta3p is secured whenever [3rd draft angle] between hole 69 end faces by the side of R2, and theta3n is secured whenever [3rd draft angle] between hole 69 end faces by the side of R1. Magnitude differs theta3p and theta3n whenever [3rd draft angle], theta3p is 0.50 degrees, and theta3n is 0.70 degrees. The magnitude of theta3p is [whenever / 3rd draft angle / whenever / 1st draft angle / whenever / theta1p and 2nd draft angle] in addition, equal to the difference of theta2p (theta3p=theta1p-theta2p). theta3n magnitude is [whenever / 3rd draft angle / whenever / 1st draft angle / whenever / theta1n and 2nd draft angle] moreover, larger than a theta2n difference (2n of theta3 n>theta 1 n-theta).

[0037] The relative location of the pin 62 and hole 69 which were stated above means that the pin 62 has shifted to R2 side to a hole 69 in the neutral condition shown in drawing 7 . The circumferencial direction center position of a pin 62 is more specifically located in R2 side from the circumferencial direction center position of a hole 69. This physical relationship is realized by moving the location of a pin 62, or changing the magnitude of the hole 69 of a hub flange 6 on circumferencial direction both sides.

[0038] Next, each part material which constitutes friction developmental mechanics is explained. The 2nd friction washer 72 is arranged between the inner circumference section of the friction plate 11 by the side of transmission, and the inner circumference section of the RITININGU plate 22. The 2nd friction washer 72 mainly consists of bodies 74 made of resin. The friction surface of a body 74 is in contact with the transmission side face of the friction plate 11 by the side of transmission. From the inner circumference section of a body 74, the engagement section 76 is prolonged in the transmission side. The engagement section 76 is stopped by shaft orientations while it engages with relative revolution impossible to the RITININGU plate 22. Two or more crevices 77 are formed in the inner circumference section transmission side of a body 74. The 2nd cone spring 73 is arranged between the body 74 and the RITININGU plate 22. The 2nd cone spring 73 is arranged in the condition of having been compressed between the body 74 of the 2nd friction washer 72, and the RITININGU plate 22. Thereby, the pressure welding of the friction surface of the 2nd friction washer 72 is strongly carried out to the 1st friction plate 11. The 1st friction washer 79 is arranged between a flange 54 and the inner circumference section of the RITININGU plate 22. That is, the 1st friction washer 79 is the inner circumference side of the 2nd friction washer 72, and is arranged at a boss's 52 periphery side. The 1st friction washer 79 is a product made of resin. The 1st friction washer 79 mainly consists of annular bodies 81, and two or more projections 82 are prolonged on the radial outside from the annular body 81. The body 81 is in contact with the flange 54, and two or more projections 82 are engaging with relative revolution impossible in the crevice 77 of the 2nd friction washer 72. Thereby, the 1st friction washer 79 is the RITININGU plate 22 and really pivotable through the 2nd friction washer 72. The 1st cone spring 80 is arranged between the 1st friction washer 79 and the inner circumference section of the RITININGU plate 22. The 1st cone spring 80 is arranged in the condition of having been compressed into shaft orientations between the 1st friction washer 79 and the inner circumference section of the RITININGU plate 22. In addition, the energization force of the 1st cone spring 80 is designed so that it may become smaller than the energization force of the 2nd cone spring 73. Moreover, the 1st friction washer 79 consists of ingredients with low coefficient of friction compared with the 2nd friction washer 72. For this reason, friction (hysteresis torque) generated with the 1st friction washer 79 is small substantially from friction generated with the 2nd friction washer 72.

[0039] Between the inner circumference section of a clutch plate 21, a flange 54, and the inner circumference section of a friction plate 11, the 3rd friction washer 85 and the 4th friction washer 86 are arranged. The 3rd friction washer 85 and the 4th friction washer 86 are the annular members made of resin. The 3rd friction washer 85 engaged with relative revolution impossible on the inner circumference edge of a clutch plate 21, and the inner skin is in contact with a boss's 52 peripheral face possible [sliding]. That is, the clutch plate 21 is positioned in

radial through the 3rd friction washer 85 at the boss 52. The 3rd friction washer 85 has contacted from the shaft-orientations engine side to a flange 54. The 4th friction washer 86 is arranged at the periphery side of the 3rd friction washer 85. The 4th friction washer 86 has two or more engagement sections 88 prolonged in a shaft-orientations engine side from the annular body 87 and the annular body 87. The body 87 has the friction surface which contacts the friction plate 11 by the side of a shaft-orientations engine. the hole with which the engagement section 88 was formed in the clutch plate 21 -- it is engaging with relative revolution impossible inside. Moreover, the engagement section 88 has the claw part which contacts the shaft-orientations engine side face of a clutch plate 21. The 3rd friction washer 85 and the 4th friction washer 86 are engaging with relative revolution impossible mutually. In addition, the 3rd friction washer 85 and the 4th friction washer 86 are the members of another object, and the 4th friction washer 86 consists of ingredients with high coefficient of friction to the 3rd friction washer 85.
[0040] In the friction device described above, the large friction device 13 (friction device) in which comparatively high hysteresis torque is generated between the 2nd friction washer 72 and the 4th friction washer 86, and a friction plate 11 will be formed. Furthermore, the small friction device 15 in which low hysteresis torque is generated is formed between the 1st friction washer 79 and the 3rd friction washer 85, and a flange 54.
[0041] Next, the configuration of the clutch-disc assembly 1 is further explained using drawing 10 . Drawing 10 is a machine circuit diagram as a damper device of the clutch-disc assembly 1. This machine circuit diagram draws typically the relation of the hand of cut of each part material in a damper device. Therefore, the really rotated member is dealt with as the same member.
[0042] Between the input body of revolution 2 and the spline hub 3, two or more members for constituting the damper section 4 are arranged so that clearly from drawing 10 . The hub flange 6 is arranged between the hands of cut of the input body of revolution 2 and the spline hub 3. The hub flange 6 is elastically connected with the hand of cut through the 1st spring 7 in the spline hub 3. Moreover, the 1st stopper 9 is formed between the hub flange 6 and the spline hub 3. The 1st spring 7 is [whenever / 1st draft angle / in the 1st stopper 9] compressible between theta1p. The hub flange 6 is elastically connected with the hand of cut through the 2nd spring 8 to the input body of revolution 2. Moreover, the 2nd stopper 10 is formed between a hub flange 6 and the input body of revolution 2. The 2nd spring 8 is [whenever / 4th draft angle / in the 2nd stopper 10] compressible between theta4p. As stated above, it connects with the hand of cut elastically with the 1st spring 7 and the 2nd spring 8 which have been arranged at the input body of revolution 2, the spline hub 3, and the serial. Here, the hub flange 6 is functioning as pars intermedia material arranged among two kinds of springs. Moreover, the 1st absorber which consists of the 1st spring 7 and the 1st stopper 9 which have been stationed at juxtaposition, and the 2nd absorber which consists of the 2nd spring 8 arranged at juxtaposition and the 2nd stopper 10 can also see the structure described above as structure arranged at the serial. Moreover, the structure stated above can be considered as the damper section 4 which connects elastically the input body of revolution 2 and the spline hub 3 with a hand of cut. The rigidity of the 1st spring 7 whole is far set up small from the rigidity of the 2nd spring 8 whole. Therefore, it twists to theta 1 whenever [1st draft angle], and the 2nd spring 8 is hardly compressed by the hand of cut in the range of an include angle.
[0043] The friction plate 11 is arranged between the hands of cut of the input body of revolution 2 and the spline hub 3. The friction plate 11 is arranged so that a relative revolution may be carried out between the spline hub 3 and a hub flange 6. A friction plate 11 constitutes the 3rd stopper 12 between the spline hubs 3, and constitutes the 4th stopper 14 between hub flanges 6. Furthermore, the friction plate 11 is carrying out friction engagement through the large friction device 13 in the hand of cut at the input body of revolution 2. The friction plate 11 described above is the input body of revolution 2, The friction linkage 5 consists of being arranged between the spline hub 3 and a hub flange 6.
[0044] Next, the relation of theta1 p-theta 4p is explained whenever [each draft angle / of the damper device in drawing 10]. Whenever [draft angle / which is explained here] is each include angle which looked at two from the spline hub 3 to the input body-of-revolutionR2 side. theta1p is the include-angle range where the 1st spring 7 is compressed into a circumferencial direction

whenever [in the 1st stopper 9 / 1st draft angle], and theta4p has become the include-angle range where the 2nd spring 8 is compressed by the hand of cut whenever [in the 2nd stopper 10 / 4th draft angle]. Whenever [1st draft angle], the damper device as the clutch-disc assembly 1 whole twists ****** size, and the sum total with theta4p is [whenever / theta1p and 4th draft angle] an include angle.

[0045] Since theta3p is [whenever / 3rd draft angle / whenever / 1st draft angle] equal to the difference of theta2p whenever [theta1p and 2nd draft angle], when minute torsional vibration is inputted in the 2nd step, whenever [for not operating the large friction device 13 / forward side 2nd step draft angle] is secured a forward side.

[0046] Next, the relation of 4n of theta1 n-theta is explained whenever [each draft angle / of the damper device in drawing 15]. Whenever [draft angle / which is explained here] is each include angle which looked at two from the spline hub 3 to the input body-of-revolutionR1 side. The include-angle range where the 1st spring 7 is compressed into a circumferencial direction is shown theta1n whenever [in the 1st stopper 9 / 1st draft angle], and the include-angle range where the 2nd spring 8 is compressed by the hand of cut is shown theta4n whenever [in the 2nd stopper 10 / 4th draft angle]. Whenever [1st draft angle], the damper device as the clutch-disc assembly 1 whole twists ****** size, and the theta4n sum total is [whenever / theta1n and 4th draft angle] an include angle. In the difference which subtracted theta2n whenever [2nd draft angle], further, when what was lengthened from 3n twists and minute torsional vibration is inputted in the 2nd step of negative side of a property, it has [whenever / 1st draft angle / whenever / 3rd draft angle] magnitude of thetaACn from theta1n whenever [for not operating the large friction device 13 / theta negative side / the 2nd step of / draft angle]. The magnitude of thetaACn is small substantially compared with 0.2 degrees and the former with this operation gestalt whenever [negative side / the 2nd step of / draft angle], and it is desirable that it is in the range of 0.15-0.25 degrees.

[0047] Moreover, whenever [negative side / the 2nd step of / draft angle], since thetaACn is formed between the pins 62 as a connection member and the holes 69 of a hub flange 6 which are extended to shaft orientations, it can keep precision high. Consequently, the minute include angle of less than 1 degree is realizable. In addition, a hole 69 may be the notching configuration which the part opened.

[0048] Moreover, this invention is employable also as the structure where thetaACn is prepared between a friction plate 11 and the 2nd spring 8 whenever [negative side / the 2nd step of / draft angle]. Moreover, as shown in drawing 15 , the small friction device 15 is established between the input body of revolution 2 and the spline hub 3. In case the input body of revolution 2 and the spline hub 3 carry out a relative revolution, slipping always produces the small friction device 15. Although the small friction device 15 is mainly constituted by the 2nd friction washer 79 and the 3rd friction washer 85, it may be constituted from this operation gestalt by other members. moreover, the hysteresis torque generated by the small friction device 15 -- a case -- the maximum -- a low thing is desirable.

[0049] Next, actuation of the damper device in the clutch-disc assembly 1 is explained to a detail using two or more machine circuit diagrams. Drawing 10 -14 are drawing for explaining the actuation and relation of each part material in the condition by the side of torsion property forward [to which the spline hub 3 is twisted to R2 side to the input body of revolution 2] (right-hand side of drawing 20). Drawing 15 -19 are drawing for explaining the actuation and relation of each part material in the condition (left-hand side of drawing 20) of a torsion property negative side that output body of revolution is twisted to R1 side to the input body of revolution 2.

[0050] The spline hub 3 is twisted from the neutral condition of drawing 10 to R2 side to the input body of revolution 2. At this time, the input body of revolution 2 will be twisted to R1 side, i.e., a hand-of-cut driving side, to the spline hub 3. If three [3-degree] is twisted from the condition of drawing 10 to the spline hubR2 side, it will shift to the condition of drawing 11 . At the time of this actuation, the 1st spring 7 is compressed by the hand of cut between the spline hub 3 and a hub flange 6, and slipping arises by the small friction device 15. Consequently, the property of low rigidity and low hysteresis torque is acquired. And 3 degrees whenever [draft

angle] becomes small by the 1st stopper 9 and the 3rd stopper 12, respectively. If 4.5 degrees of spline hubs 3 are further twisted from the condition of drawing 11 , it will shift to the condition of drawing 12 . The 1st spring 7 is compressed by the hand of cut between the spline hub 3 and a hub flange 6 also at the time of this actuation, and slipping arises by the small friction device 15. In drawing 12 , since it was theta2p Twisted from the neutral condition of drawing 10 to R2 side, in the 3rd stopper 12, the spline hub 3 and a friction plate 11 contact, and whenever [draft angle / which lengthened theta2p whenever / 2nd draft angle / of the 3rd stopper 12 / from 1st draft angle / of the 1st stopper 9 / whenever theta1p in the 1st stopper 9] is secured. If three [0.5 degrees (theta1p-theta2p)] is furthermore twisted from the condition of drawing 12 to the spline hubR2 side, it will shift to the condition of drawing 13 . During this actuation, slipping arose in the large friction device 13, and high hysteresis torque has occurred. Therefore, the field of low rigidity and high hysteresis torque is formed in the edge of low rigidity and low hysteresis torque. Moreover, a friction plate 11 the spline hub 3 and really rotates, and is displaced to R2 side to a hub flange 6. That is, a pin 62 moves to R2 side within a hole 69, and contacts R2 side edge of a hole 69 (drawing 8). In drawing 13 , in the 1st stopper 9, the periphery gear tooth 55 of the spline hub 3 and the inner circumference gear tooth 59 of a hub flange 6 contacted mutually, and the pin 62 is in contact with R2 side edge of a hole 69 in the 4th stopper 14. Thus, the hand-of-cut clearance is not formed between the friction plate 11 and the hub flange 6. In drawing 13 , since the 1st stopper 9 has contacted, the 1st spring 7 is not compressed any more. If three is further twisted from the condition of drawing 13 to the spline hubR2 side, it will shift to the condition of drawing 14 . The hub flange 6 compresses the 2nd spring 8 between the input body of revolution 2 during this actuation. At this time, in the large friction device 13, friction occurs because slipping arises between a friction plate 11 and the input body of revolution 2. Consequently, the property of high rigidity and high hysteresis torque is acquired.
[0051] In addition, since [this] it twists and the hand-of-cut clearance is not secured between the friction plate 11 and the hub flange 6 in the 2nd step of include angle, when torsional vibration is inputted, in case it is extended from the condition that the 2nd spring 8 was compressed, the elastic force of the 2nd spring 8 acts on a friction plate 11 immediately, and, as a result, slipping arises in the large friction device 13.
[0052] Next, actuation in case the spline hub 3 is twisted to R1 side to the input body of revolution 2 from the neutral condition shown in drawing 15 is explained. At this time, the input body of revolution 2 will be twisted to the spline hub 3 to R2 side, i.e., a hand-of-cut driving side and an opposite hand. If 1 degree of spline hubs 3 is twisted to R1 side to the input body of revolution 2 from the condition shown in drawing 15 , it will shift to the condition of drawing 16 . The 1st spring 7 is compressed between the spline hub 3 and a hub flange 6 at the time of this actuation, and slipping occurs in the small friction device 15. Consequently, the property of low rigidity and low hysteresis torque is acquired. In drawing 16 , 1 degree whenever [draft angle] becomes small in the 1st stopper 9 and the 3rd stopper 12, respectively. If 1 degree of spline hubs 3 is further twisted from the condition of drawing 16 to R1 side to the input body of revolution 2, it will shift to the condition of drawing 17 . The 1st spring 7 is compressed between the spline hub 3 and a hub flange 6 also at the time of this actuation, and slipping occurs in the small friction device 15. In drawing 17 , since theta2n was twisted from the neutral condition of drawing 15 to R1 side, in the 3rd stopper 12, the spline hub 3 and a friction plate 11 contact mutually, and whenever [draft angle / which lengthened / whenever / 1st draft angle / of the 1st stopper 9 / theta2p whenever / 2nd draft angle / of the 3rd stopper 12 / from theta1n in the 1st stopper 9] is secured. If 0.5 degrees (2n of theta1 n-theta) of spline hubs 3 are twisted from the condition of drawing 17 R> 7 to R1 side to the input body of revolution 2, it will shift to the condition of drawing 18 . During this actuation, slipping arose in the large friction device 13, and high hysteresis torque has occurred. Therefore, the field of low rigidity and high hysteresis torque is formed in the edge of low rigidity and low hysteresis torque. Moreover, a friction plate 11 the spline hub 3 and really rotates, and is displaced to a hand of cut to a hub flange 6. That is, a pin 62 moves to R1 side within a hole 69. In drawing 18 , the spline hub 3 and the hub flange 6 have contacted mutually in the 1st stopper 9. For this reason, the 1st spring 7 is not compressed any more. In the condition which shows in drawing 18 , thetaACn (0.2 degrees) is

further formed [whenever / 3rd draft angle] whenever [theta negative side / the 2nd step of / draft angle / which was lengthened from 3n] in what subtracted theta2n from theta1n whenever [1st draft angle] in the 4th stopper 14 (drawing 9). If the spline hub 3 is further twisted from the condition of drawing 18 to R1 side to the input body of revolution 2, it will shift to the condition of drawing 19 . The 2nd spring 8 is compressed by the hand of cut at the time of this actuation, and slipping arises by the large friction device 13 simultaneously. Consequently, the property of high rigidity and high hysteresis torque is acquired. In addition, since a friction plate 11 a hub flange 6 and really rotates, when [from drawing 18 to drawing 19 R> 9] shifting, in the 4th stopper 14, thetaACn is secured whenever [negative side [the 2nd step of] draft angle]. If torsional vibration is inputted from the condition of drawing 1919 , the 2nd spring 8 will repeat telescopic motion from the compressed condition. When the 2nd spring 8 is extended, within the limits of thetaACn, the elastic force of the 2nd spring 8 does not act on a friction plate 11, and, as a result, slipping does not produce it by the large friction device 13. That is, thetaACn is functioning as a friction inhibition mechanism which it twists [inhibition mechanism] and does not produce slipping by the large friction device 13 to minute torsional vibration in the 2nd step of property negative side whenever [negative side / the 2nd step of / draft angle].

[0053] Next, with reference to the torsion property diagram of drawing 20 , when various torsional vibration is concretely inputted into the clutch-disc assembly 1, it twists, and change of a property is explained. If torsional vibration with the big amplitude occurs like surging of a car, it will twist and a property will repeat fluctuation in the 2nd step of positive/negative. At this time, surging of a car is promptly decreased by the 2nd step of high hysteresis torque.

[0054] Next, the minute torsional vibration which originates in engine combustion fluctuation at the time of the slowdown braked with the engine, for example presupposes that it was inputted into the clutch-disc assembly 1. at this time, the spline hub 3 and the input body of revolution 2 act the large friction device 13 within the limits of thetaACn whenever [negative side / the 2nd step of / draft angle] so that it may be shown in drawing 21 -- not making -- relativity -- it is pivotable. That is, although it twists and the 2nd spring 8 operates by thetaACn within the limits whenever [draft angle] in a property diagram, slipping does not arise by the large friction device 13. It hangs and the hysteresis torque HAC smaller than the 2nd step of hysteresis torque H2 is acquired in the range of ** and torsion include-angle thetaACn. As for the hysteresis torque HAC, it is desirable that it is about [of the hysteresis torque H2] 1/10. Thus, since the hand-of-cut clearance which does not operate the large friction device 13 by predetermined include-angle within the limits in the negative side of a torsion property was prepared, the peak of a resonance rotational frequency can be made low to the combustion fluctuation from an engine at the time of the slowdown braked with the engine.

[0055] Since the hand-of-cut clearance which does not operate the large friction device 13 by predetermined include-angle within the limits to the forward side of a torsion property was not prepared, in the case of FF vehicle by which a resonance peak remains in a practical use revolution region in many cases, a sound and the oscillating engine performance do not get worse near a resonance rotational frequency.

[0056] Thus, since the hand-of-cut clearance which does not operate a friction device by predetermined include-angle within the limits is secured only to one side among the positive/negative both sides of a torsion property, a sound and the oscillating engine performance improve by both acceleration and a slowdown.

[0057] The absorber device concerning this invention is employable besides a clutch-disc assembly. For example, it is the damper device which connects two flywheels with a hand of cut elastically.

[0058]

[Example] Noise level at the time of adopting the structure of the absorber device concerning this invention and other absorber devices as FF vehicle was compared.

(1) The graph for the vibration level drawing 22 upper part at the time of acceleration shows change of rotational-speed fluctuation (deltaNM) of the transmission to the engine speed at the time of 4th speed full admission acceleration (NE). The graph for the drawing 22 lower part shows change of the transmissibility (delta NM/delta NE) to the engine speed at the time of 4th

speed full admission acceleration (NE). Engine revolution fluctuation is expressed and, as for the thick broken line in a graph, the two-dot chain line expresses the conventional structure (structure where the hand-of-cut clearance between minute angles of torsion is formed in the torsion property forward side). With the conventional structure, the big resonance peak has appeared near 2000 revolutions, and it means that the loud noise has produced this.

[0059] The structure (structure where the hand-of-cut clearance between minute torsion angles is not formed in the torsion property forward side) of this invention is an alternate long and short dash line about the 1st example, and expresses the 2nd example with the continuous line. The structure of the alternate long and short dash line of the 1st example is the structure where hysteresis torque is comparatively small, and the peak in the resonance point is small to the conventional structure. For this reason, as the graph for the drawing 22 lower part shows, except the resonance point, transmissibility is one or less and is small from before also near the resonance point. Moreover, hysteresis torque is comparatively large structure, the peak in the resonance point is almost extinguished and the structure of the continuous line of the 2nd example is almost equivalent to engine revolution fluctuation. Consequently, as the graph for the drawing 22 lower part shows, transmissibility is one or less over the whole mostly, and is about 1 and less than [it] in general also near the resonance point.

[0060] As mentioned above, it sets on FF vehicle and it turns out at the time of acceleration that the structure of the invention in this application can reduce substantially compared with the conventional structure, revolution fluctuation, i.e., the noise level, of transmission.

(2) The graph for the vibration level drawing 23 upper part at the time of a slowdown shows change of rotational-speed fluctuation (deltaNM) of the transmission to the engine speed at the time of a 4th speed close-by-pass-bulb-completely slowdown (NE). The graph for the drawing 23 lower part shows change of the transmissibility (delta NM/delta NE) to the engine speed at the time of a 4th speed close-by-pass-bulb-completely slowdown (NE). The thick broken line in a graph expresses engine revolution fluctuation, and the structure where the hand-of-cut clearance between minute torsion angles is not formed in the torsion property forward side is an alternate long and short dash line about the 1st example, and expresses the 2nd example with the continuous line. The structure of the alternate long and short dash line of the 1st example is the structure where hysteresis torque is comparatively small, and the structure of the continuous line of the 2nd example is the structure where hysteresis torque is comparatively large. which example -- also setting -- engine revolution fluctuation -- receiving -- transmission rotational-speed fluctuation and ********** -- it is small.

[0061] The two-dot chain line supports the structure of the invention in this application, and the structure where the hand-of-cut clearance between minute angles of torsion is formed in the torsion property negative side is expressed. With this structure, transmission rotational-speed fluctuation is small substantially to engine revolution fluctuation. That is, compared with the conventional structure, transmissibility is small substantially, and the description is remarkable in a 2000 - 4000 revolution field.

[0062] As mentioned above, it sets on FF vehicle and it turns out at the time of a slowdown that the structure of the invention in this application can reduce substantially compared with other structures, revolution fluctuation, i.e., the noise level, of transmission.

(3) By the experimental result more than the conclusion of an experimental result, the invention in this application leaving the hand-of-cut clearance between minute angles of torsion as usual, and stopping the noise level at the time of a slowdown low, by the torsion property forward side, unlike the former, it loses the hand-of-cut clearance between minute angles of torsion, and is decreasing or extinguishing the resonance peak at the time of acceleration at the torsion property negative side. Consequently, it has the periodic-damping engine performance which a sound and whose oscillating engine performance improved and was excellent in both acceleration and a slowdown as a whole.

[0063]

[Effect of the Invention] By the damper device concerning this invention, the hand-of-cut clearance for not operating a friction device is secured only to one side of the positive/negative of a torsion property. Therefore, a sound and the oscillating engine performance can be raised by both acceleration and a slowdown by twisting the hand-of-cut clearance for not operating a friction device according to the property of a car, and preparing in the forward side of a property, or either of the negative sides.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2.**** shows the word which can not be translated.
3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]
[Drawing 1] The longitudinal-section schematic diagram of a clutch-disc assembly.
[Drawing 2] The top view of a clutch-disc assembly.
[Drawing 3] The elements on larger scale of drawing 1 .
[Drawing 4] The elements on larger scale of drawing 1 .
[Drawing 5] The top view for each part twisting and explaining an include angle.
[Drawing 6] The top view for each part twisting and explaining an include angle.
[Drawing 7] The top view for each part twisting and explaining an include angle.
[Drawing 8] The top view for each part twisting and explaining an include angle.
[Drawing 9] The top view for each part twisting and explaining an include angle.
[Drawing 10] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 11] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 12] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 13] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 14] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 15] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 16] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 17] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 18] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 19] The machine circuit diagram of the damper device of a clutch-disc assembly.
[Drawing 20] The torsion property diagram of a damper device.
[Drawing 21] The elements on larger scale of drawing 20 .
[Drawing 22] The graph which shows change of rotational-speed fluctuation (deltaNM) of the transmission to the engine speed at the time of the 4th speed close-by-pass-bulb-completely slowdown in the example of an experiment (NE).
[Drawing 23] The graph which shows change of rotational-speed fluctuation (deltaNM) of the transmission to the engine speed at the time of a 4th speed close-by-pass-bulb-completely slowdown (NE).
[Description of Notations]
1 Clutch-Disc Assembly
2 Input Body of Revolution
3 Spline Hub
4 Damper Section
5 Friction Linkage
6 Hub Flange
7 1st Spring
8 2nd Spring (Spring Member)
9 1st Stopper
10 2nd Stopper
11 Medium Plate
12 3rd Stopper

13 Large Friction Device (Friction Device)
14 4th Stopper
21 Clutch Plate
22 RITININGU Plate
62 Pin
69 Hole
thetaACn Whenever [negative side / the 2nd step of / draft angle] (friction inhibition mechanism)

[Translation done.]

(19)日本国特許庁(JP)　(12)**公開特許公報（A）**　(11)特許出願公開番号

特開2002－266943

(P2002－266943A)

(43)公開日　平成14年9月18日(2002.9.18)

(51)Int.Cl.⁷	識別記号	F I		テーマコート゛(参考)
F16F　15/139		F16F　15/139	B	3J056
F16D　13/64		F16D　13/64	B	
			G	

審査請求　未請求　請求項の数4　OL　(全16頁)

(21)出願番号　特願2001-67421(P2001-67421)

(22)出願日　平成13年3月9日(2001.3.9)

(71)出願人　000149033
株式会社エクセディ
大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

(72)発明者　橋本　恭行
大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号　株式会社エクセディ内

(74)代理人　100094145
弁理士　小野　由己男　(外1名)

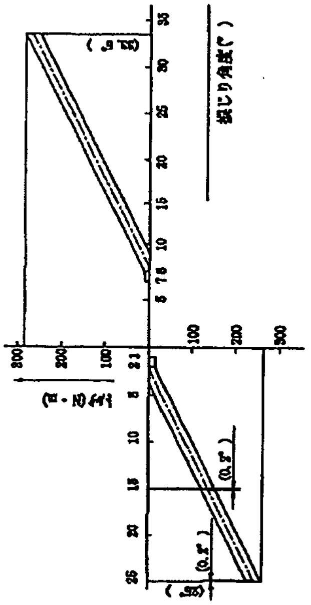
Fターム(参考)　3J056 AA58 BA03 BB27 BB28 CB14
CX03 CX18 CX23 CX38 CX44
CX62 CX88 GA02 GA12

(54)【発明の名称】ダンパー機構

(57)【要約】

【課題】　微小捩じり振動に対する低ヒステリシストルク発生隙間を有するダンパー機構の音・振動性能を向上させる。

【解決手段】　クラッチディスク組立体は、入力回転体2と、スプラインハブ3と、ダンパー部4と、大摩擦機構13と、摩擦抑制機構とを備えている。ダンパー部4は、入力回転体2とスプラインハブ3とを回転方向に連結する第2バネ8を有し、入力回転体2がスプラインハブ3に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と、回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とを含む捩じり特性を有する。大摩擦機構13は、入力回転体2とスプラインハブ3が相対回転し第2バネ8の弾性力が作用すると、摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、第2バネ8の弾性力を所定角度範囲内では摩擦機構に作用させないための回転方向隙間θACnを、捩じり特性の正側と負側の一方でのみ確保している。



【特許請求の範囲】

【請求項１】入力回転体と、
前記入力回転体と相対回転可能に配置された出力回転体と、
前記入力回転体と前記出力回転体とを回転方向に連結するばね部材を有し、前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とを含む捩じり特性を有するダンパー部と、
前記入力回転体と前記出力回転体が相対回転し前記ばね部材の弾性力が作用すると摩擦を発生可能な摩擦機構と、
前記ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では前記摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、前記捩じり特性の正側と負側の一方でのみ確保している、摩擦抑制機構と、を備えたダンパー機構。

【請求項２】前記摩擦抑制機構は、前記捩じり特性の負側でのみ、前記回転方向隙間を確保している、請求項１に記載のダンパー機構。

【請求項３】入力回転体と、
前記入力回転体と相対回転可能に配置された出力回転体と、
前記入力回転体と前記出力回転体とを回転方向に連結するためのばね部材を有し、捩じり特性において１段目と前記ばね部材が圧縮され前記１段目より剛性の高い２段目とを有し、前記２段目は前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と前記入力回転体が前記出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とにそれぞれ存在する、ダンパー機構と、
前記２段目において前記入力回転体と前記出力回転体が相対回転し前記ばね部材の弾性力が作用すると摩擦を発生可能な摩擦機構と、
前記ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では前記摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、前記捩じり特性の正側２段目と負側２段目の一方でのみ確保している、摩擦抑制機構と、を備えたダンパー機構。

【請求項４】前記摩擦抑制機構は、前記捩じり特性の負側２段目でのみ、前記回転方向隙間を確保している、請求項３に記載のダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】本発明は、ダンパー機構、特に、動力伝達系における捩じり振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

【０００２】

【従来の技術】車輌に用いられるクラッチディスク組立体は、フライホイールに連結・切断されるクラッチ機能と、フライホイールからの捩じり振動を吸収・減衰するためのダンパー機能とを有している。一般に車両の振動には、アイドル時異音（ガラ音）、走行時異音（加速・減速ラトル，こもり音）及びティップイン・ティップアウト（低周波振動）がある。これらの異音や振動を取り除くことがクラッチディスク組立体のダンパーとしての機能である。

【０００３】アイドル時異音とは、信号待ち等でシフトをニュートラルに入れ、クラッチペダルを放したときにトランスミッションから発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この異音が生じる原因は、エンジンアイドリング回転付近ではエンジントルクが低く、エンジン爆発時のトルク変動が大きいことにある。このときにトランスミッションのインプットギアとカウンターギアとが歯打ち現象を起こしている。

【０００４】ティップイン・ティップアウト（低周波振動）とは、アクセルペダルを急に踏んだり放したりしたときに生じる車体の前後の大きな振れである。駆動伝達系の剛性が低いと、タイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤ側からトルクに伝わり、その揺り返しとしてタイヤに過大トルクが発生し、その結果車体を過渡的に前後に大きく振らす前後振動となる。

【０００５】アイドリング時異音に対しては、クラッチディスク組立体の捩じり特性においてゼロトルク付近が問題となり、そこでの捩じり剛性は低い方が良い。一方、ティップイン・ティップアウトの前後振動に対しては、クラッチディスク組立体の捩じり特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

【０００６】以上の問題を解決するために、２種類のばね部材を用いることにより２段特性を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そこでは、捩じり特性における１段目（低捩じり角度領域）における捩じり剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているために、アイドリング時の異音防止効果がある。また、捩じり特性における２段目（高捩じり角度領域）では捩じり剛性及びヒステリシストルクを高く設定しているため、ティップイン・ティップアウトの前後振動を十分に減衰できる。

【０００７】さらに、捩じり特性２段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小捩じり振動が入力されたときに、２段目の大摩擦機構を作動させないことで、微小捩じり振動を効果的に吸収するダンパー機構も知られている。

【０００８】

【発明が解決しようとする課題】捩じり特性２段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小振動が入力されたときに、２段目の大摩擦機構を作動させないためには、高剛性ばね部材が圧縮された状態で、高剛性ばね部材と大摩擦機構との間に所定角度の回転方向隙間が確保されている必要があるこの回転方向隙間の角度は、例えば０．２°～１．０°程度の微小角度であり、

入力プレート（入力回転体）がスプラインハブ（出力回転体）出力側回転体に対して回転方向駆動側（正側）に捩じれた正側２段目と、その反対側（負側）に捩じれた負側２段目の両方において存在する。

【０００９】特に、従来は回転方向隙間を構成する構造が正側２段目と負側２段目で同一の機構によって実現されているため、この回転方向隙間が捩じり特性正側と負側の両方において必ず発生し、しかもその角度の大きさが同一である。

【００１０】しかし、車両の特性に応じて、回転方向隙間の大きさを捩じり特性の正負両側で異ならせることが好ましい場合もあり、さらには正負の片側では前記回転方向隙間を設けないことが望ましい場合も考えられる。

【００１１】具体的には、捩じり特性の負側には、減速時共振回転数において振動のピークを低減させるために前記回転方向隙間は必要である。しかし、ＦＦ車などでは、実用回転域に共振ピークが残ることが多く、捩じり特性の正側に前記回転方向隙間を確保していると、共振回転数付近で音・振動性能が悪化する。

【００１２】本発明の課題は、微小捩じり振動に対する低ヒステリシストルク発生隙間を有するダンパー機構の音・振動性能を向上させることにある。

【００１３】

【課題を解決するための手段】請求項１に記載のダンパー機構は、入力回転体と、出力回転体と、ダンパー部と、摩擦機構と、摩擦抑制機構とを備えている。出力回転体は、入力回転体と相対回転可能に配置されている。ダンパー部は、入力回転体と出力回転体とを回転方向に連結するばね部材を有し、入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とを含む捩じり特性を有する。摩擦機構は、入力回転体と出力回転体が相対回転しばね部材の弾性力が作用すると、摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、捩じり特性の正側と負側の一方でのみ確保している。

【００１４】このダンパー機構の摩擦抑制機構は、捩じり特性の正負の一方にのみ摩擦機構を作動させないための回転方向隙間を確保しているため、車両の特性に応じて、回転方向隙間を捩じり特性の正側又は負側のいずれか一方に設けることで、加速・減速の両方で音・振動性能を向上させることができる。

【００１５】請求項２に記載のダンパー機構では、請求項１において、摩擦抑制機構は、捩じり特性の負側にのみ、回転方向隙間を確保している。このダンパー機構では、摩擦機構を作動させないための回転方向隙間は捩じり特性の負側にのみ設けられている。したがって、例えば実用回転域に共振ピークが残るＦＦ車などに本ダンパー機構を採用すると、正側の共振回転数付近での音・振動性能が悪化しにくい。この結果、車両の加減速ともに音・振動性能が向上する。

【００１６】請求項３に記載の摩擦抑制機構は、入力回転体と、出力回転体と、ダンパー部と、摩擦機構と、摩擦抑制機構とを備えている。出力回転体は、入力回転体と相対回転可能に配置されている。ダンパー部は、入力回転体と出力回転体とを回転方向に連結するためのばね部材を有し、捩じり特性において、１段目と、ばね部材が圧縮され１段目より剛性の高い２段目とを有している。２段目は入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側に捩じれた正側と、入力回転体が出力回転体に対して回転方向駆動側と反対側に捩じれた負側とにそれぞれ存在する。摩擦機構は、２段目において入力回転体と出力回転体が相対回転しばね部材の弾性力が作用すると摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、ばね部材の弾性力を所定角度範囲内では摩擦機構に作用させないための回転方向隙間を、捩じり特性の正側２段目と負側２段目の一方でのみ確保している。

【００１７】このダンパー機構の摩擦抑制機構は、捩じり特性の正負２段目の一方にのみ摩擦機構を作動させないための回転方向隙間を確保しているため、車両の特性に応じて、回転方向隙間を捩じり特性の正側２段目又は負側２段目のいずれか一方に設けることで、加速・減速の両方で音・振動性能を向上させることができる。

【００１８】請求項４に記載のダンパー機構では、請求項３において、摩擦抑制機構は、捩じり特性の負側２段目にのみ、回転方向隙間を確保している。このダンパー機構では、摩擦機構を作動させないための回転方向隙間は捩じり特性の負側２段目にのみ設けられている。したがって、例えば実用回転域に共振ピークが残るＦＦ車などに本ダンパー機構を採用すると、正側の共振回転数付近での音・振動性能が悪化しにくい。この結果、車両の加減速ともに音・振動性能が向上する。

【００１９】

【発明の実施の形態】図１に本発明の一実施形態のクラッチディスク組立体１の断面図を示し、図２にその平面図を示す。クラッチディスク組立体１は、車輌のクラッチ装置に用いられる動力伝達装置であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とはフライホイール（図示せず）に連結及び離反することによってトルクの伝達及び遮断をする機能である。ダンパー機能とは、バネ等によりフライホイール側から入力されるトルク変動等を吸収・減衰する機能である。

【００２０】図１においてＯ－Ｏがクラッチディスク組立体１の回転軸すなわち回転中心線である。また、図１の左側にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図１の右側にトランスミッション（図示せず）が配置されている。さらに、図２のＲ１側がクラッチディスク組立体１の回転方向駆動側（正側）であり、Ｒ２側からその反対側（負側）である。なお、以下に示す具

体的な角度の数値は各角度の相対的関係の理解を容易にするために用いられており、本発明はこれら数値には限定されない。

【００２１】クラッチディスク組立体１は、主に、入力回転体２（クラッチプレート２１，リティーニングプレート２２，クラッチディスク２３）と、出力回転体としてのスプラインハブ３と、入力回転体２とスプラインハブ３との間に配置されたダンパー部４とから構成されている。ダンパー部４は、第１バネ７，第２バネ８及び大摩擦機構１３などを含んでいる。

【００２２】入力回転体２はフライホイール（図示せず）からのトルクが入力される部材である。入力回転体２は、主に、クラッチプレート２１と、リティーニングプレート２２と、クラッチディスク２３とから構成されている。クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２は共に板金製の円板状かつ環状の部材であり、軸方向に所定の間隔を空けて配置されている。クラッチプレート２１はエンジン側に配置され、リティーニングプレート２２はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２は後述する板状連結部３１により互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定めされるとともに一体回転するようになっている。

【００２３】クラッチディスク２３は、図示しないフライホイールに押し付けられる部分である。クラッチディスク２３は、クッショニングプレート２４と、第１及び第２摩擦フェーシング２５とから主に構成されている。クッショニングプレート２４は、環状部２４ａと、環状部２４ａの外周側に設けられ回転方向に並ぶ複数のクッショニング部２４ｂと、環状部２４ａから半径方向内側に延びる複数の連結部２４ｃとから構成されている。連結部２４ｃは４カ所に形成され、各々がリベット２７（後述）によりクラッチプレート２１に固定されている。クッショニングプレート２４の各クッショニング部２４ｂの両面には、摩擦フェーシング２５がリベット２６により固定されている。

【００２４】クラッチプレート２１及びリティーニングプレート２２の外周部には、回転方向に等間隔で４つの窓孔３５がそれぞれ形成されている。各窓孔３５には、内周側と外周側にそれぞれ切り起こし部３５ａ，３５ｂが形成されている。この切り起こし部３５ａ，３５ｂは後述の第２バネ８の軸方向及び半径方向への移動を規制するためのものである。また、窓孔３５には、第２バネ８の端部に当接又は近接する当接面３６が円周方向両端に形成されている。

【００２５】クラッチプレート２１及びリティーニングプレート２２には、それぞれ中心孔３７（内周縁）が形成されている。この中心孔３７内には出力回転体としてのスプラインハブ３が配置されている。スプラインハブ３は、軸方向に延びる筒状のボス５２と、ボス５２から

半径方向に延びるフランジ５４とから構成されている。ボス５２の内周部には、トランスミッション側から延びる図示しないシャフトに係合するスプライン孔５３が形成されている。フランジ５４には回転方向に並んだ複数の外周歯５５及び後述の第１バネ７を収容するための切欠き５６等が形成されている。切欠き５６は半径方向に対向する２カ所に形成されている。

【００２６】ハブフランジ６は、スプラインハブ３の外周側で、かつ、クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２との間に配置された円板状の部材である。ハブフランジ６は、第１バネ７を介してスプラインハブ３と回転方向に弾性的に連結され、さらには第２バネ８を介して入力回転体２に弾性的に連結されている。図７～９に詳細に示すように、ハブフランジ６の内周縁には複数の内周歯５９が形成されている。

【００２７】内周歯５９は前述の外周歯５５の間に配置され、回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。外周歯５５と内周歯５９とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち外周歯５５と内周歯５９とによりスプラインハブ３とハブフランジ６との捩じり角度を規制するための第１ストッパー９が形成されている。ここでいうストッパーとは、所定角度までは両部材の相対回転を許容するが、所定角度になると互いに当接しそれ以上の相対回転を禁止する構造をいう。外周歯５５とその円周方向両側の内周歯５９との間にはそれぞれ第１隙間角度θ１が確保されている。具体的には、外周歯５５から見てＲ２側の内周歯５９との間の第１隙間角度θ１ｐは８°であり、外周歯５５から見てＲ１側の内周歯５９との間の第１隙間角度θ１ｎは２°である。このように第１隙間角度θ１ｐとθ１ｎは角度の大きさが異なり、θ１ｐはθ１ｎより大きい。

【００２８】さらに、ハブフランジ６の内周縁には、フランジ５４の切欠き５６に対応して切欠き６７が形成されている。切欠き５６，６７内には、それぞれ１つずつ合計２つの第１バネ７が配置されている。第１バネ７は低剛性のコイルスプリングであり、２つの第１バネ７は並列に作用する。第１バネ７は円周方向両端においてスプリングシート７ａを介して切欠き５６，６７の円周方向両端に係合している。以上の構造によって、スプラインハブ３とハブフランジ６とが相対回転する際には第１隙間角度θ１の範囲内で第１バネ７が回転方向に圧縮される。

【００２９】ハブフランジ６には回転方向に等間隔で４つの窓孔４１が形成されている。窓孔４１は回転方向に長く延びる形状である。図５及び図６に示すように、窓孔４１の縁は、円周方向両側の当接部４４と、外周側の外周部４５と、内周側の内周部４６とから構成されている。外周部４５は連続して形成されており窓孔４１の外周側を閉じている。なお、窓孔４１の外周側は一部が半径方向外方に開いた形状であってもよい。ハブフランジ

６において各窓孔４１の円周方向間には切欠き４２が形成されている。切欠き４２は半径方向内側から外側に向かって円周方向長さが長くなる扇形状であり、円周方向両側に縁面４３が形成されている。

【００３０】各窓孔４１が形成された部分の半径方向外側には、突起４９が形成されている。すなわち突起４９はハブフランジ６の外周縁４８からさらに半径方向外側に延びる突起形状である。突起４９は、回転方向に長く延びており、ストッパー面５０が形成されている。

【００３１】第２バネ８はクラッチディスク組立体１のダンパー機構に用いられる弾性部材すなわちバネである。各第２バネ８は、同心に配置された１対のコイルスプリングから構成されている。各第２バネ８は各第１バネ７に比べて大型であり、バネ定数が大きい。第２バネ８は各窓孔４１，３５内に収容されている。第２バネ８は、回転方向に長く延びており、窓孔４１全体にわたって配置されている。第２バネ８の円周方向両端は、窓孔４１の当接部４４と当接面３６とに当接又は近接している。プレート２１，２２のトルクは第２バネ８を介してハブフランジ６に伝達され得る。プレート２１，２２とハブフランジ６とが相対回転すると、第２バネ８は両者の間で圧縮される。具体的には、第２バネ８は当接面３６とその円周方向反対側の当接部４４との間で回転方向に圧縮される。このとき４つの第２バネ８は並列に作用している。

【００３２】リティーニングプレート２２の外周縁には、回転方向に等間隔で４カ所に板状連結部３１が形成されている。板状連結部３１は、クラッチプレート２１とリティーニングプレート２２とを互いに連結するものであり、さらに後述するようにクラッチディスク組立体１のストッパーの一部を構成している。板状連結部３１は、リティーニングプレート２２から一体に形成された板状部材であり、回転方向に所定の幅を有している。板状連結部３１は、各窓孔４１の円周方向間すなわち切欠き４２に対応して配置されている。板状連結部３１は、リティーニングプレート２２の外周縁から軸方向に延びるストッパー部３２と、ストッパー部３２の端部から半径方向内側に延びる固定部３３とから構成されている。ストッパー部３２はリティーニングプレート２２の外周縁からクラッチプレート２１側に延びている。固定部３３は、ストッパー部３２の端部から半径方向内側に折り曲げられている。ストッパー部３２は円周方向両側にストッパー面５１を有している。固定部３３の半径方向位置は窓孔４１の外周側部分に対応しており、円周方向位置は回転方向に隣接する窓孔４１の間である。この結果、固定部３３はハブフランジ６の切欠き４２に対応して配置されている。切欠き４２は固定部３３より大きく形成されており、このため組立時にリティーニングプレート２２をクラッチプレート２１に対して軸方向に移動させたときには固定部３３は切欠き４２を通って移動可能である。固定部３３はクッショニングプレート２４の連結部２４ｃに平行にかつトランスミッション側から当接している。固定部３３には孔３３ａが形成されており、孔３３ａ内には前述のリベット２７が挿入されている。リベット２７は、固定部３３とクラッチプレート２１とクッショニングプレート２４とを一体に連結している。さらに、リティーニングプレート２２において固定部３３に対応する位置にはかしめ用孔３４が形成されている。

【００３３】次に、板状連結部３１のストッパー部３２と突起４９とからなる第２ストッパー１０について説明する。第２ストッパー１０はハブフランジ６と入力回転体２との間で隙間角度θ４までの領域で両部材の相対回転を許容し、捩り角度がθ４になると両部材の相対回転を規制するための機構である。なお、この隙間角度θ４の間で第２バネ８はハブフランジ６と入力回転体２との間で圧縮される。具体的には、突起４９から見てＲ２側のストッパー部３２との間にある第４隙間角度θ４ｐは２６°であり、突起４９から見てＲ１側ストッパー部３２との間にある第４隙間角度θ４ｎは２３．５°である。このようにθ４ｐはθ４ｎと大きさが異なり、θ４ｐはθ４ｎより大きい。以上に述べたθ４ｐとθ４ｎの関係を実現するために、突起４９はストッパー部３２の円周方向間に中心位置から円周方向にずれて配置されている。

【００３４】フリクションプレート１１は、スプラインハブ３の外周側において、クラッチプレート２１とハブフランジ６との間、及びハブフランジ６とリティーニングプレート２２との間に配置された１対のプレート部材である。フリクションプレート１１は円板状かつ環状のプレート部材であり、入力回転体２とスプラインハブ３との間でダンパー部４の一部を構成している。フリクションプレート１１の内周縁には複数の内周歯６６が形成されている。内周歯６６はハブフランジ６の内周歯５９と軸方向に重なるように配置されている。図５～７に詳細に示すように、内周歯６６は内周歯５９に比べて円周方向幅が広く、その円周方向両側に両端がはみでている。内周歯６６は、スプラインハブ３の外周歯５５と回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。すなわちこの隙間の範囲内でスプラインハブ３とフリクションプレート１１とは相対回転可能となっている。外周歯５５と内周歯５９とにより、スプラインハブ３とフリクションプレート１１との相対回転角度を規制する第３ストッパー１２が形成されている。第３ストッパー１２は、図７に示すように、外周歯５５と内周歯６６との間に第２隙間角度θ２の隙間を確保している。具体的には、外周歯５５から見てＲ２側の内周歯６６との間にある第２隙間角度θ２ｐは７．５°であり、外周歯５５から見てＲ１側の内周歯６６との間にある第２隙間角度θ２ｎは１．５°である。このようにθ２ｐはθ２ｎと大きさが

異なり、大きい。第２隙間角度θ２ｐは第１隙間角度θ１ｐより小さく、第２隙間角度θ２ｎは第１隙間角度θ１ｎより小さい。

【００３５】１対のフリクションプレート１１のうちリティーニングプレート２２側に配置されたフリクションプレート１１には、半径方向外側に延びる複数の突出部６１が形成されている。各突出部６１はハブフランジ６の窓孔４１の間に配置されている。窓孔４１の先端には、半円形状の位置合わせ切欠き６１ａが形成されている。この切欠き６１ａは、ハブフランジ６に形成された位置合わせ用の切欠き９８やプレート２１，２２に形成された位置合わせ用の孔に対応している。

【００３６】１対のフリクションプレート１１同士は、複数のピン６２により相対回転不能かつ軸方向の位置決めがされている。ピン６２は、胴部と、胴部から軸方向両側に延びる頭部とから構成されている。１対のフリクションプレート１１同士はピン６２の胴部端面に軸方向から当接することによって互いに対して軸方向に接近することが制限されている。フリクションプレート１１の頭部はフリクションプレート１１に形成された孔内に挿入され自らと胴部との間にフリクションプレート１１を挟んでいる。各フリクションプレート１１とハブフランジ６との間には、それぞれスペーサ６３が配置されている。スペーサ６３は各フリクションプレート１１の内周部とハブフランジ６の内周側環状部分との間にそれぞれ配置された環状のプレート部材である。スペーサ６３にはピン６２の胴部が挿入される孔が形成されており、ピン６２と孔の係合によってスペーサ６３はフリクションプレート１１と一体回転する。スペーサ６３においてハブフランジ６に対向し当接する側の面には摩擦係数を減らすためのコーティングが施されている。ハブフランジ６にはピン６２が貫通する複数の孔６９が形成されている。ピン６２は孔６９に対して円周方向両側に所定角度だけ相対移動可能である。すなわちピン６２の胴部と孔６９の円周方向両側端面との円周方向間に第３隙間角度θ３の隙間が確保されている。これにより第４ストッパー１４が形成されている。ピン６２から見てＲ２側の孔６９端面との間には第３隙間角度θ３ｐが確保されている、ピン６２から見てＲ１側の孔６９端面との間には第３隙間角度θ３ｎが確保されている。第３隙間角度θ３ｐとθ３ｎは大きさが異なり、θ３ｐは０．５０°であり、θ３ｎは０．７０°である。なお、第３隙間角度θ３ｐの大きさは、第１隙間角度θ１ｐと第２隙間角度θ２ｐの差に等しい（θ３ｐ=θ１ｐ−θ２ｐ）。また、第３隙間角度θ３ｎの大きさは、第１隙間角度θ１ｎと第２隙間角度θ２ｎの差より大きい（θ３ｎ>θ１ｎ−θ２ｎ）。

【００３７】以上に述べたピン６２と孔６９との相対的位置関係は、ピン６２が図７に示す中立状態において孔６９に対してＲ２側にずれていることを意味している。より具体的にはピン６２の円周方向中心位置は孔６９の円周方向中心位置よりＲ２側に位置している。この位置関係は、ピン６２の位置を移動させること、又はハブフランジ６の孔６９の大きさを円周方向両側で変えることで実現される。

【００３８】次に、摩擦発生機構を構成する各部材について説明する。第２摩擦ワッシャー７２は、トランスミッション側のフリクションプレート１１の内周部とリティーニングプレート２２の内周部との間に配置されている。第２摩擦ワッシャー７２は主に樹脂製の本体７４から構成されている。本体７４の摩擦面は、トランスミッション側のフリクションプレート１１のトランスミッション側面に当接している。本体７４の内周部からはトランスミッション側に係合部７６が延びている。係合部７６は、リティーニングプレート２２に対して相対回転不能に係合されるとともに軸方向に係止されている。本体７４の内周部トランスミッション側には複数の凹部７７が形成されている。本体７４とリティーニングプレート２２との間には第２コーンスプリング７３が配置されている。第２コーンスプリング７３は、第２摩擦ワッシャー７２の本体７４とリティーニングプレート２２との間で圧縮された状態で配置されている。これにより、第２摩擦ワッシャー７２の摩擦面は第１フリクションプレート１１に強く圧接されている。第１摩擦ワッシャー７９はフランジ５４とリティーニングプレート２２の内周部との間に配置されている。すなわち、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２の内周側でかつボス５２の外周側に配置されている。第１摩擦ワッシャー７９は樹脂製である。第１摩擦ワッシャー７９は、主に環状の本体８１から構成されており、環状の本体８１からは複数の突起８２が半径方向外側に延びている。本体８１はフランジ５４に当接しており、複数の突起８２は第２摩擦ワッシャー７２の凹部７７に相対回転不能に係合している。これにより、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２を介してリティーニングプレート２２と一体回転可能である。第１摩擦ワッシャー７９とリティーニングプレート２２の内周部との間には第１コーンスプリング８０が配置されている。第１コーンスプリング８０は第１摩擦ワッシャー７９とリティーニングプレート２２の内周部との間で軸方向に圧縮された状態で配置されている。なお、第１コーンスプリング８０の付勢力は第２コーンスプリング７３の付勢力より小さくなるように設計されている。また、第１摩擦ワッシャー７９は第２摩擦ワッシャー７２に比べて摩擦係数が低い材料から構成されている。このため、第１摩擦ワッシャー７９によって発生する摩擦（ヒステリシストルク）は第２摩擦ワッシャー７２で発生する摩擦より大幅に小さくなっている。

【００３９】クラッチプレート２１の内周部とフランジ５４及びフリクションプレート１１の内周部との間には

第3摩擦ワッシャー８５と第4摩擦ワッシャー８６が配置されている。第3摩擦ワッシャー８５及び第4摩擦ワッシャー８６は樹脂製の環状部材である。第3摩擦ワッシャー８５はクラッチプレート２１の内周縁に相対回転不能に係合し、その内周面はボス５２の外周面に摺動可能に当接している。すなわち、クラッチプレート２１は第3摩擦ワッシャー８５を介してボス５２に半径方向の位置決めをされている。第3摩擦ワッシャー８５はフランジ５４に対して軸方向エンジン側から当接している。第4摩擦ワッシャー８６は第3摩擦ワッシャー８５の外周側に配置されている。第4摩擦ワッシャー８６は環状の本体８７と、環状の本体８７から軸方向エンジン側に延びる複数の係合部８８を有している。本体８７は軸方向エンジン側のフリクションプレート１１に当接する摩擦面を有している。係合部８８はクラッチプレート２１に形成された孔内に相対回転不能に係合している。また、係合部８８はクラッチプレート２１の軸方向エンジン側面に当接する爪部を有している。第3摩擦ワッシャー８５と第4摩擦ワッシャー８６は互いに相対回転不能に係合している。なお、第3摩擦ワッシャー８５と第4摩擦ワッシャー８６は別体の部材であり、第4摩擦ワッシャー８６は第3摩擦ワッシャー８５に対して摩擦係数が高い材料から構成されている。

【００４０】以上に述べた摩擦機構において、第2摩擦ワッシャー７２及び第4摩擦ワッシャー８６とフリクションプレート１１との間に比較的高いヒステリシストルクを発生させる大摩擦機構１３（摩擦機構）が形成されていることになる。さらに、第1摩擦ワッシャー７９及び第3摩擦ワッシャー８５と、フランジ５４との間に低ヒステリシストルクを発生する小摩擦機構１５を形成している。

【００４１】次に、図１０を用いてクラッチディスク組立体1の構成についてさらに説明する。図１０はクラッチディスク組立体1のダンパー機構としての機械回路図である。この機械回路図は、ダンパー機構における各部材の回転方向の関係を模式的に描いたものである。したがって一体回転する部材は同一の部材として取り扱っている。

【００４２】図１０から明らかなように、入力回転体2とスプラインハブ3との間にはダンパー部4を構成するための複数の部材が配置されている。ハブフランジ6は入力回転体2とスプラインハブ3との回転方向間に配置されている。ハブフランジ6はスプラインハブ3に第1バネ7を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ6とスプラインハブ3との間には第1ストッパー9が形成されている。第1ストッパー9における第1隙間角度θ１ｐの間で第1バネ7は圧縮可能である。ハブフランジ6は入力回転体2に対して第2バネ8を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ6と入力回転体2との間には第2ストッパー１０が形成されている。第2ストッパー１０における第4隙間角度θ４ｐの間で第2バネ8は圧縮可能となっている。以上に述べたように、入力回転体2とスプラインハブ3と直列に配置された第1バネ7と第2バネ8とにより回転方向に弾性的に連結されている。ここでは、ハブフランジ6は2種類のバネの間に配置された中間部材として機能している。また、以上に述べた構造は、並列に配置された第1バネ7及び第1ストッパー9からなる第1ダンパーと、並列に配置された第2バネ8と第2ストッパー１０からなる第2ダンパーとが、直列に配置された構造として見ることもできる。また、以上に述べた構造を入力回転体2とスプラインハブ3とを回転方向に弾性的に連結するダンパー部4として考えることができる。第1バネ7全体の剛性は第2バネ8全体の剛性よりはるかに小さく設定されている。そのため、第1隙間角度θ１までの捩り角度の範囲で第2バネ8はほとんど回転方向に圧縮されない。

【００４３】フリクションプレート１１は、入力回転体2とスプラインハブ3との回転方向間に配置されている。フリクションプレート１１は、スプラインハブ3とハブフランジ6との間で相対回転するように配置されている。フリクションプレート１１は、スプラインハブ3との間に第3ストッパー１２を構成し、ハブフランジ6との間に第4ストッパー１４を構成している。さらに、フリクションプレート１１は、大摩擦機構１３を介して入力回転体2に回転方向に摩擦係合している。以上に述べたフリクションプレート１１は、入力回転体2，スプラインハブ3及びハブフランジ6の間に配置されることで摩擦連結機構5を構成している。

【００４４】次に、図１０におけるダンパー機構の各隙間角度θ１ｐ～θ４ｐの関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、スプラインハブ3から入力回転体2をＲ２側に見た各角度である。第1ストッパー9における第1隙間角度θ１ｐは第1バネ7が円周方向に圧縮される角度範囲となっており、第2ストッパー１０における第4隙間角度θ４ｐは第2バネ8が回転方向に圧縮される角度範囲となっている。第1隙間角度θ１ｐと第4隙間角度θ４ｐとの合計がクラッチディスク組立体1全体としてのダンパー機構の正側最大捩り角度である。

【００４５】第3隙間角度θ３ｐは、第1隙間角度θ１ｐと第2隙間角度θ２ｐの差に等しくなっているため、正側2段目においては、微小捩り振動が入力された時に大摩擦機構１３を作動させないための正側2段目隙間角度は確保されないようになっている。

【００４６】次に、図１５におけるダンパー機構の各隙間角度θ１ｎ～θ４ｎの関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、スプラインハブ3から入力回転体2をＲ１側に見た各角度である。第1ストッパー9における第1隙間角度θ１ｎは第1バネ7が円周方向に圧縮される角度範囲を示しており、第2ストッパー１０にお

ける第４隙間角度θ４ｎは第２バネ８が回転方向に圧縮される角度範囲を示している。第１隙間角度θ１ｎと第４隙間角度θ４ｎとの合計がクラッチディスク組立体１全体としてのダンパー機構の負側最大捩り角度である。第１隙間角度θ１ｎから第２隙間角度θ２ｎを引いた差をさらに第３隙間角度θ３ｎから引いたものが、捩り特性の負側２段目において微小捩り振動が入力された時に大摩擦機構１３を作動させないための負側２段目隙間角度θＡＣｎの大きさとなっている。負側２段目隙間角度θＡＣｎの大きさはこの実施形態では０．２°と従来に比べて大幅に小さくなっており、０．１５～０．２５°の範囲にあることが好ましい。

【００４７】また、負側２段目隙間角度θＡＣｎは軸方向に伸びる連結部材としてのピン６２とハブフランジ６の孔６９との間に形成されるため、精度を高く保つことができる。この結果、１°未満の微小角度を実現できる。なお、孔６９は一部が開いた切り欠き形状であってもよい。

【００４８】また、負側２段目隙間角度θＡＣｎがフリクションプレート１１と第２バネ８との間に設けられている構造にも、本発明を採用できる。また、図１５に示すように、入力回転体２とスプラインハブ３との間には小摩擦機構１５が設けられている。小摩擦機構１５は入力回転体２とスプラインハブ３が相対回転する際には常に滑りが生じるようになっている。この実施形態では、小摩擦機構１５は主に第２摩擦ワッシャー７９及び第３摩擦ワッシャー８５によって構成されているが、他の部材によって構成されていても良い。また、小摩擦機構１５で発生するヒステリシストルクは場合によっては最大限低いことが望ましい。

【００４９】次に、複数の機械回路図を用いてクラッチディスク組立体１におけるダンパー機構の動作を詳細に説明する。図１０～１４は、スプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ２側に捩じれている捩じり特性正側の状態（図２０の右側）での各部材の動作や関係を説明するための図である。図１５～１９は出力回転体が入力回転体２に対してＲ１側に捩じれている捩じり特性負側の状態（図２０の左側）での各部材の動作や関係を説明するための図である。

【００５０】図１０の中立状態からスプラインハブ３を入力回転体２に対してＲ２側に捩っていく。このとき入力回転体２はスプラインハブ３に対してＲ１側すなわち回転方向駆動側に捩れていくことになる。図１０の状態からスプラインハブ３がＲ２側に３°捩れると図１１の状態に移行する。この動作時に、第１バネ７がスプラインハブ３とハブフランジ６との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構１５で滑りが生じる。この結果、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。そして、第１ストッパー９と第３ストッパー１２とでそれぞれ隙間角度が３°小さくなる。図１１の状態からさらにスプラインハブ３が４．５°捩れると図１２の状態に移行する。この動作時にも第１バネ７がスプラインハブ３とハブフランジ６との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構１５で滑りが生じる。図１２では、図１０の中立状態からＲ２側にθ２ｐ捩じれたため、第３ストッパー１２においてスプラインハブ３とフリクションプレート１１とが当接し、第１ストッパー９において第１ストッパー９の第１隙間角度θ１ｐから第３ストッパー１２の第２隙間角度θ２ｐを引いた隙間角度が確保されている。さらに図１２の状態からスプラインハブ３がＲ２側に０．５°（θ１ｐ－θ２ｐ）捩れると、図１３の状態に移行する。この動作中に、大摩擦機構１３において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。また、フリクションプレート１１は、スプラインハブ３と一体回転し、ハブフランジ６に対してＲ２側に変位する。つまり、ピン６２は孔６９内でＲ２側に移動し、孔６９のＲ２側縁に当接する（図８）。図１３では、第１ストッパー９においてスプラインハブ３の外周歯５５とハブフランジ６の内周歯５９とが互いに当接し、第４ストッパー１４においてピン６２が孔６９のＲ２側縁に当接している。このように、フリクションプレート１１とハブフランジ６との間に回転方向隙間は形成されていない。図１３では第１ストッパー９が当接しているため、これ以上は第１バネ７が圧縮されない。図１３の状態からさらにスプラインハブ３がＲ２側に捩れると、図１４の状態に移行する。この動作中にハブフランジ６が第２バネ８を入力回転体２との間で圧縮していく。この時、フリクションプレート１１と入力回転体２との間で滑りが生じることで、大摩擦機構１３において摩擦が発生する。この結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。

【００５１】なお、この捩り角度２段目においてフリクションプレート１１とハブフランジ６との間には回転方向隙間が確保されていないため、捩り振動が入力された場合には、第２バネ８が圧縮された状態から伸びる際にはすぐに第２バネ８の弾性力がフリクションプレート１１に作用し、その結果大摩擦機構１３において滑りが生じる。

【００５２】次に、図１５に示す中立状態からスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に捩れていくときの動作を説明する。このときに入力回転体２はスプラインハブ３に対してＲ２側にすなわち回転方向駆動側と反対側に捩れていくことになる。図１５に示す状態からスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に１°捩れると、図１６の状態に移行する。この動作時にスプラインハブ３とハブフランジ６との間で第１バネ７が圧縮され、小摩擦機構１５において滑りが発生する。この結果、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。図１６では、第１ストッパー９と第３ストッパー１

２においてそれぞれ隙間角度が１゜小さくなる。図１６の状態からスプラインハブ３がさらに入力回転体２に対してＲ１側に１゜捩れると、図１７の状態に移行する。この動作時にもスプラインハブ３とハブフランジ６との間で第１バネ７が圧縮され、小摩擦機構１５において滑りが発生する。図１７では、図１５の中立状態からＲ１側にθ２ｎ捩じれたため、第３ストッパー１２においてスプラインハブ３とフリクションプレート１１とが互いに当接し、第１ストッパー９において第１ストッパー９の第１隙間角度θ１ｎから第３ストッパー１２の第２隙間角度θ２ｐを引いた隙間角度が確保されている。図１７の状態からスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に０．５゜（θ１ｎ−θ２ｎ）捩れると、図１８の状態に移行する。この動作中には、大摩擦機構１３において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。また、フリクションプレート１１は、スプラインハブ３と一体回転し、ハブフランジ６に対して回転方向に変位する。つまり、ピン６２が孔６９内でＲ１側に移動する。図１８では、第１ストッパー９においてスプラインハブ３とハブフランジ６とが互いに当接している。このため、これ以上は第１バネ７が圧縮されない。図１８に示す状態では、第４ストッパー１４において第１隙間角度θ１ｎからθ２ｎを引いたものをさらに第３隙間角度θ３ｎから引いた負側２段目隙間角度θＡＣｎ（０．２゜）が形成されている（図９）。図１８の状態からさらにスプラインハブ３が入力回転体２に対してＲ１側に捩れると、図１９の状態に移行する。この動作時に、第２バネ８が回転方向に圧縮され、同時に大摩擦機構１３で滑りが生じる。この結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。なお、フリクションプレート１１はハブフランジ６と一体回転するため、図１８から図１９への移行するときにおいても第４ストッパー１４において負側２段目隙間角度θＡＣｎが確保されている。図１９の状態から捩り振動が入力されると、第２バネ８は圧縮された状態から伸縮を繰り返す。第２バネ８が伸びるときに、θＡＣｎの範囲内では第２バネ８の弾性力はフリクションプレート１１に作用せず、その結果大摩擦機構１３で滑りが生じない。すなわち負側２段目隙間角度θＡＣｎは、捩り特性負側２段目において微小捩り振動に対して大摩擦機構１３で滑りを生じさせない摩擦抑制機構として機能している。

【００５３】次に、図２０の捩じり特性線図を参照して、具体的にクラッチディスク組立体１に各種捩り振動が入力された時の捩り特性の変化について説明する。車両の前後振動のように振幅の大きな捩り振動が発生すると、捩り特性は正負の２段目間で変動を繰り返す。この時２段目の高ヒステリシストルクによって車両の前後振動は速やかに減衰される。

【００５４】次に、例えばエンジンブレーキをかけた減速時においてエンジンの燃焼変動に起因する微小捩り振動がクラッチディスク組立体１に入力されたとする。この時、図２１にしめすように、スプラインハブ３と入力回転体２とは負側２段目隙間角度θＡＣｎの範囲内で大摩擦機構１３を作用させず相対回転可能である。すなわち捩り特性線図において隙間角度θＡＣｎ範囲内では第２バネ８が作動するが、大摩擦機構１３では滑りが生じない。つりま、捩じり角度θＡＣｎの範囲では、２段目のヒステリシストルクH_2より小さなヒステリシストルクH_{AC}が得られる。ヒステリシストルクH_{AC}はヒステリシストルクH_2の１／１０程度であることが好ましい。このように、捩じり特性の負側において大摩擦機構１３を所定角度範囲内では作動させない回転方向隙間を設けたため、エンジンブレーキをかけた減速時にエンジンからの燃焼変動に対して共振回転数のピークを低くできる。

【００５５】捩じり特性の正側において大摩擦機構１３を所定角度範囲内で作動させない回転方向隙間を設けなかったため、実用回転域に共振ピークが残ることが多いＦＦ車などの場合、共振回転数付近で音・振動性能が悪化しない。

【００５６】このように、捩じり特性の正負両側のうち一方にのみ摩擦機構を所定角度範囲内で作動させない回転方向隙間を確保しているため、加速・減速の両方で音・振動性能が向上する。

【００５７】本発明に係るダンパー機構は、クラッチディスク組立体以外にも採用可能である。例えば、２つのフライホイールを回転方向に弾性的に連結するダンパー機構等である。

【００５８】

【実施例】本発明に係るダンパー機構と他のダンパー機構の構造をFF車に採用した場合の騒音レベルの比較を行った。

（１）加速時の振動レベル

図２２上部分のグラフは、４速全開加速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示している。図２２下部分のグラフは、４速全開加速時におけるエンジン回転速度（NE）に対する伝達率（ΔNM／ΔNE）の変化を示している。グラフにおける太い破線はエンジン回転変動を表し、二点鎖線は従来の構造（ねじり特性正側に微小ねじり角の回転方向隙間が形成されている構造）を表している。従来の構造では、２０００回転の付近で大きな共振ピークが現れており、これは大きな騒音が生じていることを意味する。

【００５９】本発明の構造（捩じり特性正側に微小捩じり角の回転方向隙間が形成されていない構造）は、第１実施例を一点鎖線で、第２実施例を実線で表している。第１実施例の一点鎖線の構造は、ヒステリシストルクが

比較的小さい構造であり、共振点におけるピークが従来の構造に対して小さくなっている。このため、図２２下部分のグラフで示すように、伝達率は共振点以外では１以下であり、共振点付近でも従来より小さくなっている。また、第２実施例の実線の構造は、ヒステリシストルクが比較的大きい構造であり、共振点におけるピークがほとんど消滅し、エンジン回転変動とほぼ同等になっている。この結果、図２２下部分のグラフで示すように、伝達率はほぼ全体にわたって１以下であり、共振点付近でも概ね１程度又はそれ以下である。

【００６０】以上より、FF車においては、加速時には、本願発明の構造が従来の構造に比べてトランスミッションの回転変動すなわち騒音レベルを大幅に低減できることが分かる。

（２）減速時の振動レベル

図２３上部分のグラフは、４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示している。図２３下部分のグラフは、４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対する伝達率（ΔNM／ΔNE）の変化を示している。グラフにおける太い破線はエンジン回転変動を表し、捩じり特性正側に微小捩じり角の回転方向隙間が形成されていない構造は、第１実施例を一点鎖線で、第２実施例を実線で表している。第１実施例の一点鎖線の構造は、ヒステリシストルクが比較的小さい構造であり、第２実施例の実線の構造は、ヒステリシストルクが比較的大きい構造である。いずれの実施例においても、エンジン回転変動に対してトランスミッション回転速度変動やがいくぶん小さくなっている。

【００６１】二点鎖線は、本願発明の構造に対応しており、捩じり特性負側に微小ねじり角の回転方向隙間が形成されている構造を表している。この構造では、エンジン回転変動に対してトランスミッション回転速度変動が大幅に小さくなっている。すなわち、従来の構造に比べて伝達率が大幅に小さくなっており、その特徴は２０００～４０００回転領域で顕著である。

【００６２】以上より、FF車においては、減速時には、本願発明の構造が他の構造に比べてトランスミッションの回転変動すなわち騒音レベルを大幅に低減できることが分かる。

（３）実験結果のまとめ

以上の実験結果により、本願発明は、捩じり特性負側では従来と同様に微小ねじり角の回転方向隙間を残して減速時の騒音レベルを低く抑えつつ、捩じり特性正側で従来と異なり微小ねじり角の回転方向隙間をなくして加速時の共振ピークを低減又は消滅させている。この結果、加速・減速の両方で音・振動性能が向上し、全体として優れた振動減衰性能を有している。

【００６３】

【発明の効果】本発明に係るダンパー機構では、捩じり

特性の正負の一方にのみ摩擦機構を作動させないための回転方向隙間を確保している。したがって、車両の特性に応じて、摩擦機構を作動させないための回転方向隙間を捩じり特性の正側又は負側のいずれか一方に設けることで、加速・減速の両方で音・振動性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】クラッチディスク組立体の縦断面概略図。

【図２】クラッチディスク組立体の平面図。

【図３】図１の部分拡大図。

【図４】図１の部分拡大図。

【図５】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図６】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図７】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図８】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図９】各部分の捩り角度を説明するための平面図。

【図１０】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１１】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１２】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１３】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１４】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１５】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１６】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１７】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１８】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図１９】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図２０】ダンパー機構の捩じり特性線図。

【図２１】図２０の部分拡大図。

【図２２】実験例における、４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示すグラフ。

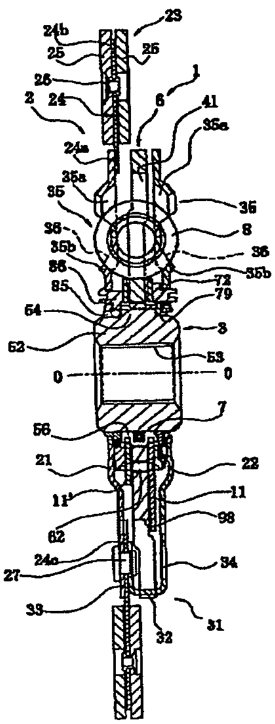
【図２３】４速全閉減速時におけるエンジン回転速度（NE）に対するトランスミッションの回転速度変動（ΔNM）の変化を示すグラフ。

【符号の説明】

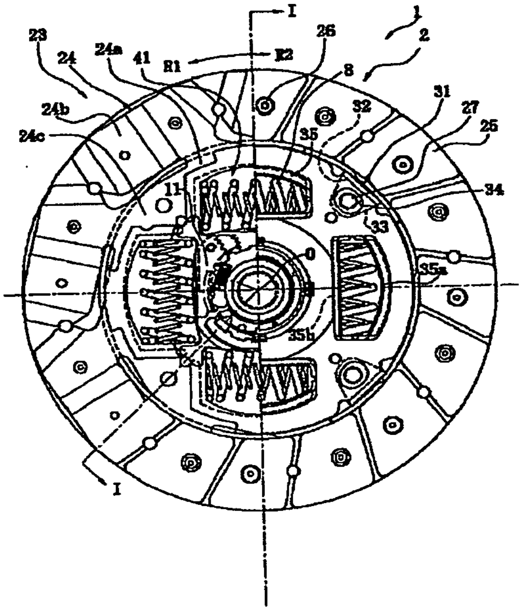
1	クラッチディスク組立体
2	入力回転体
3	スプラインハブ
4	ダンパー部
5	摩擦連結機構

6	ハブフランジ
7	第1バネ
8	第2バネ（ばね部材）
9	第1ストッパー
10	第2ストッパー
11	中間プレート
12	第3ストッパー
13	大摩擦機構（摩擦機構）
14	第4ストッパー
21	クラッチプレート
22	リティーニングプレート
62	ピン
69	孔
θACn	負側2段目隙間角度（摩擦抑制機構）

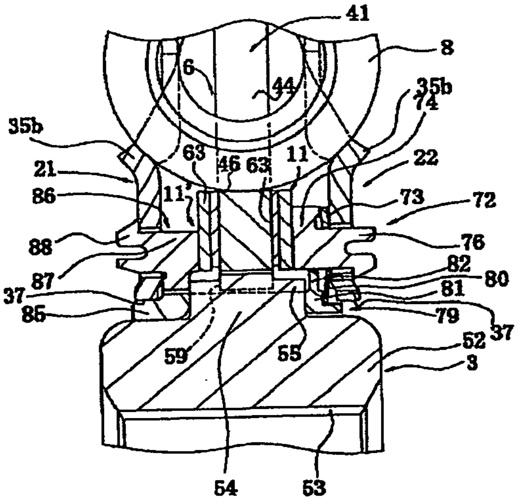
【図1】



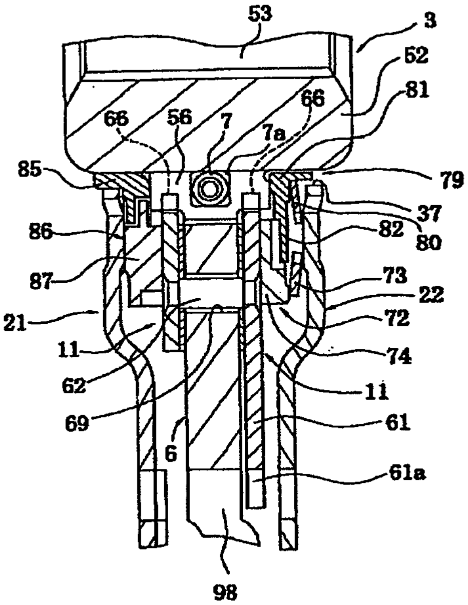
【図2】



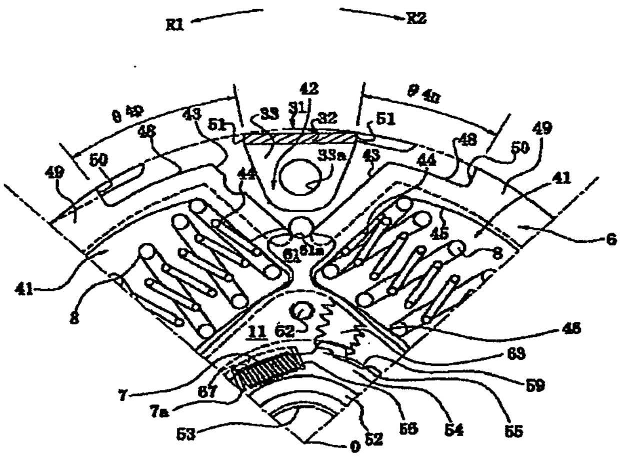
【図3】



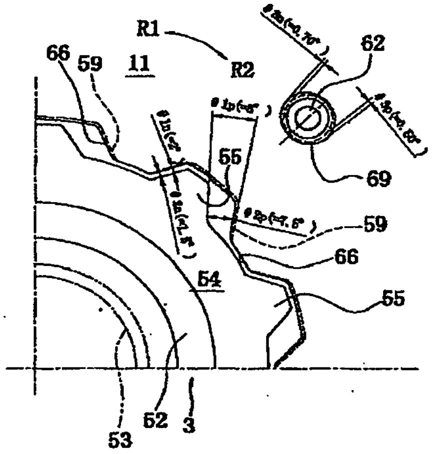
【図４】



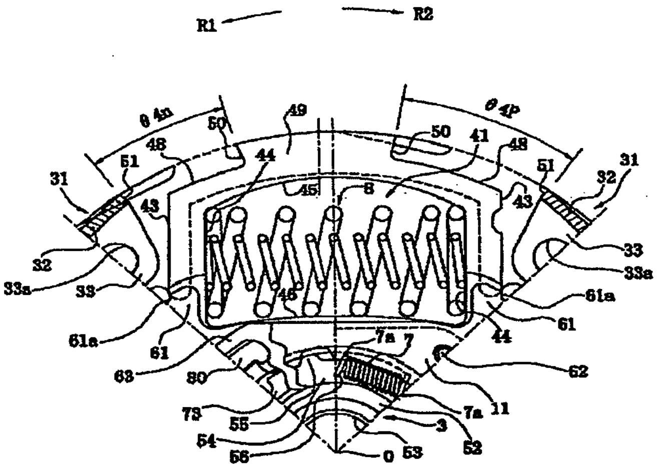
【図５】



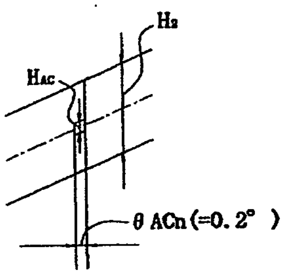
【図７】



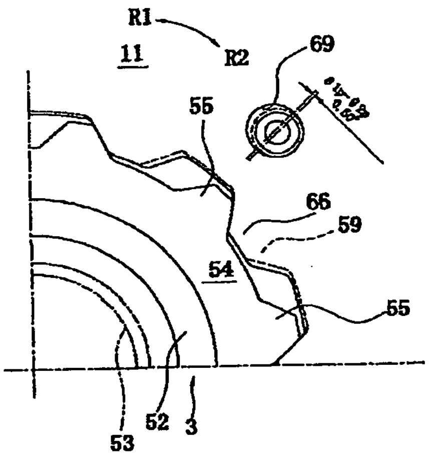
【図６】



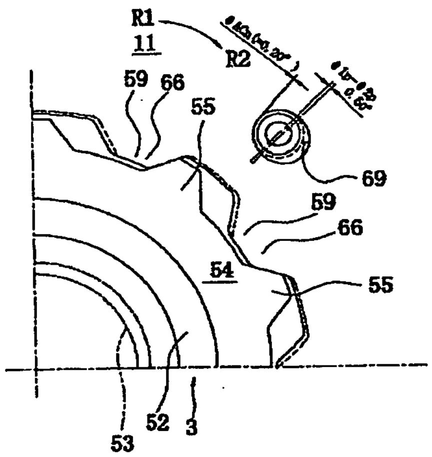
【図２１】



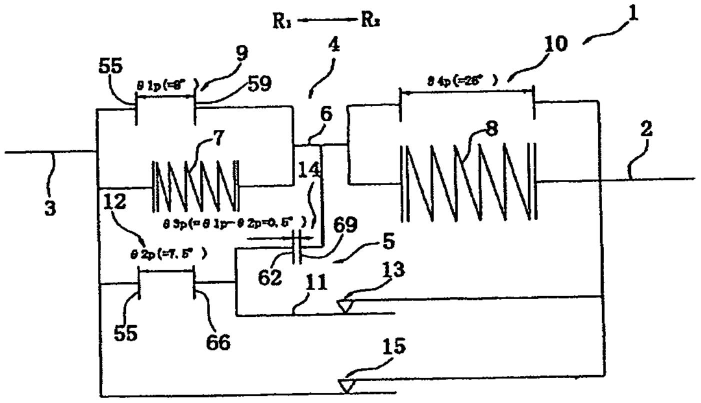
【図８】


R1
R2
θ1p−θ2p
0.50°

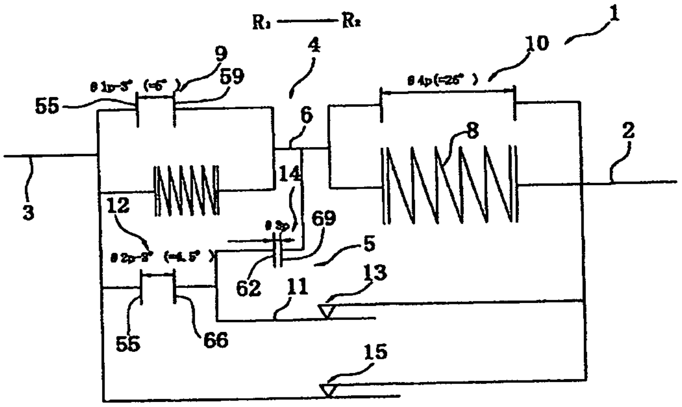
【図９】


R1
R2
θ62p(=0.20°)
θ1p−θ2p
0.50°

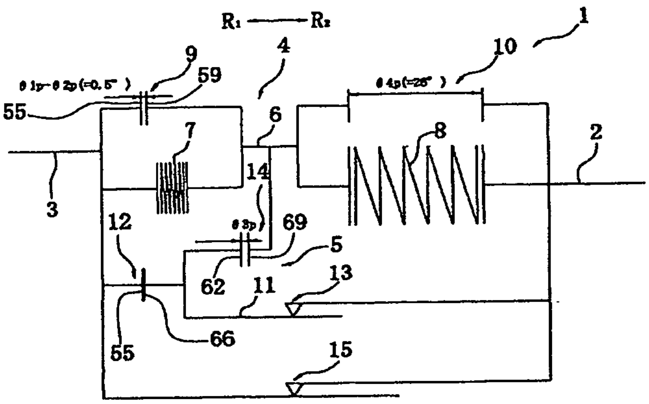
【図１０】


R₁
R₂
θ1p(=8°)
θ4p(=25°)
θ3p(=θ1p−θ2p=0.5°)
θ2p(=7.5°)

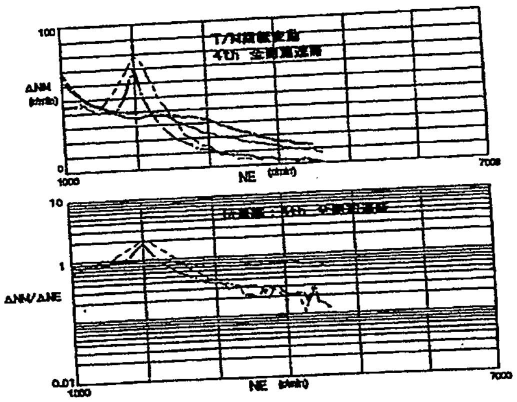
【図１１】


R₁
R₂
θ1p−3° (=5°)
θ4p(=25°)
θ3p
θ2p−3° (=4.5°)

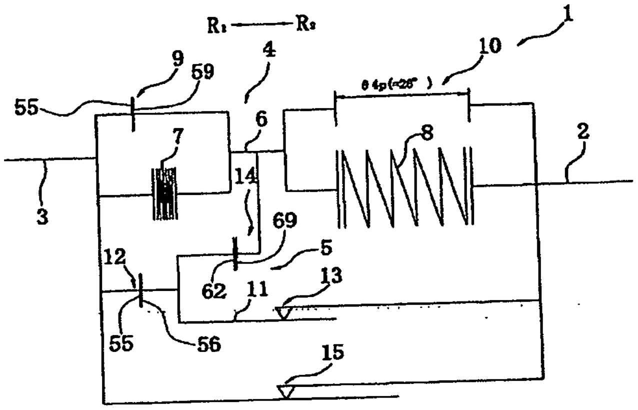
【図１２】



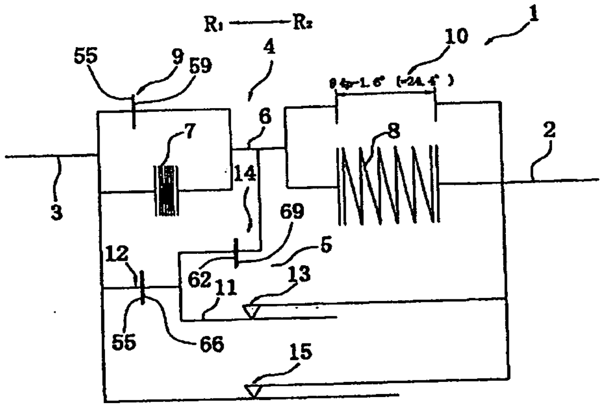
【図２２】



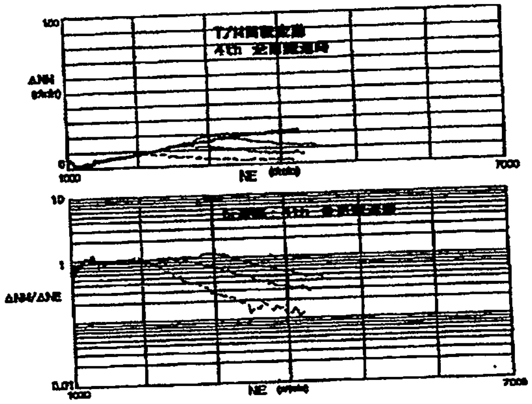
【図１３】



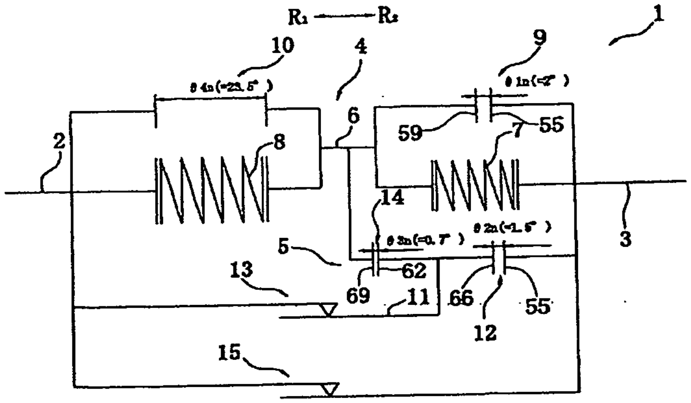
【図１４】



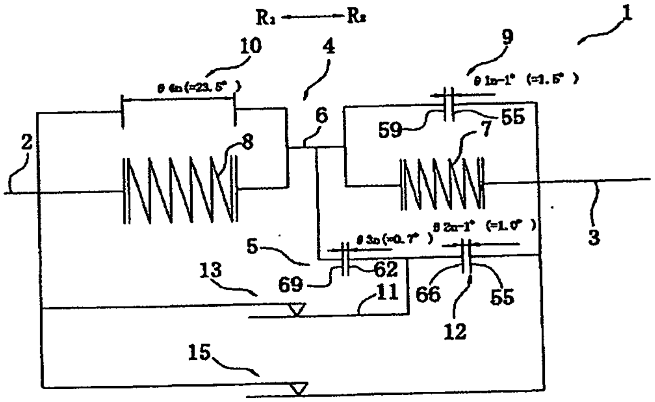
【図２３】



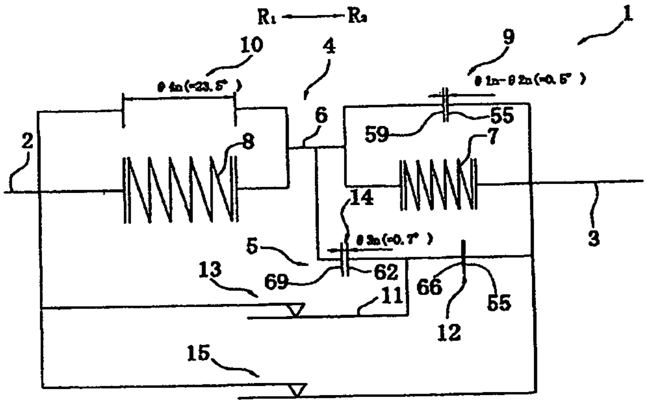
【図１５】


R₁ ←→ R₂
θ4n(=23.5°)
θ1n(=2°)
θ3n(=0.7°)
θ2n(=1.5°)

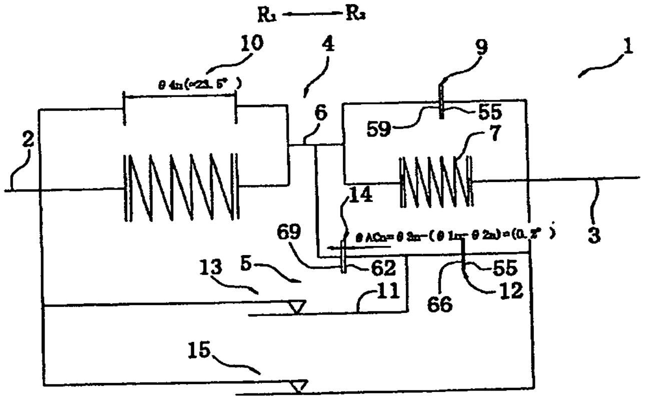
【図１６】


R₁ ←→ R₂
θ4n(=23.5°)
θ1n−1° (=1.5°)
θ3n(=0.7°)
θ2n−1° (=1.0°)

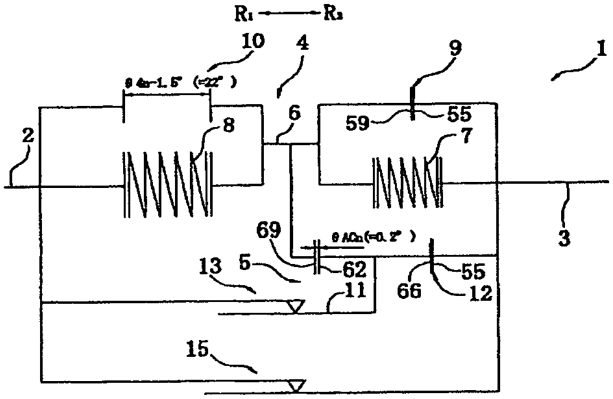
【図１７】


R₁ ←→ R₂
θ4n(=23.5°)
θ1n−θ2n(=0.5°)
θ3n(=0.7°)

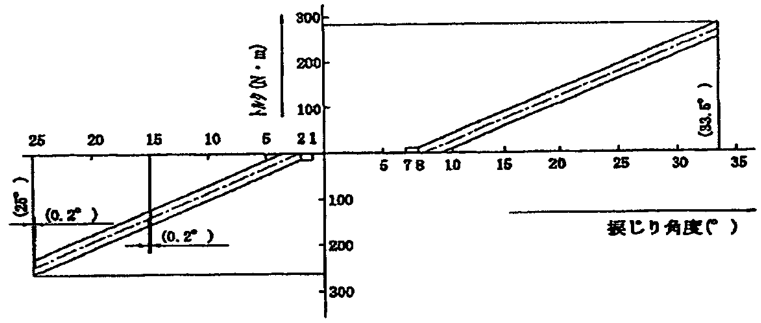
【図１８】


R₁ ⟵⟶ R₂
10
4
9
1
θ4n(=23.5°)
6
59
55
7
2
14
3
69
θACn=θ3n−(θ1n−θ2n)=(0.2°)
62
55
13
5
11
12
66
15

【図１９】


R₁ ⟵⟶ R₂
10
4
9
1
θ4n−1.5°(=22°)
6
59
55
8
7
2
3
69
θACn(=0.2°)
62
55
13
5
11
66
12
15

【図２０】


トルク(N・m)
300
200
100
100
200
300
25
20
15
10
5
2 1
5
7 8
10
15
20
25
30
35
(33.5°)
(25°)
(0.2°)
(0.2°)
捩じり角度(°)

This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☑ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☑ FADED TEXT OR DRAWING
- ☑ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☑ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: ______________________

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.
As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.